



TU Clausthal

Clausthal University of Technology

Ein simulationsbasiertes Verfahren für den Effizienzvergleich von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern

Jürgen Luka, Christian Bohn

Technical Report Series

Fac3-19-01



Faculty of
Mathematics/Computer Science
and Mechanical Engineering
Clausthal University of Technology

Impressum

Publisher: Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau,
Technische Universität Clausthal
Agricolstr. 2, 38678 Clausthal-Zellerfeld, Germany
Editor-in-chief: Volker Wesling
Technical editor: Martina Wächter
Contact: martina.waechter@tu-clausthal.de
URL: <http://www.fakultaet3.tu-clausthal.de/forschung/technical-reports/>
ISSN: 1869-8018

The Faculty of Mathematics/Computer Science and Mechanical Engineering Review Board

Prof. Dr. Alfons Esderts
Prof. Dr. Stefan Hartmann
Prof. Dr. Olaf Ippisch
apl. Prof. Dr. Günter Kemnitz
Prof. Dr. Armin Lohrengel
Prof. Dr. Christian Rembe
Prof. Dr. Hubert Schwarze
Prof. Dr. Volker Wesling

Ein simulationsbasiertes Verfahren für den Effizienzvergleich von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern

Jürgen Luka^{1,2}, Christian Bohn¹

¹TU Clausthal, Institut für Elektrische Informationstechnik, Leibnizstraße 28, 38678 Clausthal-Zellerfeld

²Vaillant GmbH, Berghauser Str. 40, 42859 Remscheid

Zusammenfassung

Für die Heizungs- und Trinkwassererwärmung in Mehrfamilienhäusern kommen immer häufiger Wärmepumpen zum Einsatz. Hierfür stehen verschiedene Heizungssysteme zur Verfügung, die Investitionen in unterschiedlichen Höhen erfordern. Die Effizienz dieser Systeme wird durch ihren Aufbau, das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten sowie deren Systemparametereinstellungen bestimmt. In diesem Bericht wird ein simulationsbasiertes Verfahren vorgestellt, mit dessen Hilfe die Energiebedarfe und -kosten ausgewählter Wärmepumpensysteme beispielhaft für ein Mehrfamilienhaus für unterschiedliche Arten der Trinkwassererwärmung ermittelt und erstmalig unter Einbeziehung der Investitionskosten miteinander verglichen werden. Über Amortisationsrechnungen wird ein System identifiziert, welches einen sinnvollen Kompromiss zwischen den erforderlichen Investitionen und den Energiekosteneinsparungen darstellt.

Abstract

For heating and domestic hot water supply in apartment buildings, heat pumps are becoming more and more common. There are various heating systems possible that require investments at different heights. The efficiency of these systems is determined by their configurations, the interaction of the individual components and the parameter settings of the system. In this report, a simulation-based method is presented, with the help of which the energy requirements and costs of selected heat pump systems for apartment buildings are determined for different types of drinking water heating and compared for the first time with the investment costs. Amortization calculations are used to identify a system that constitutes a meaningful compromise between the required investment and the energy cost savings.

1 Einleitung

Im Jahr 2015 entfielen ungefähr 32% des gesamten Energieverbrauchs in Deutschland auf die Trinkwassererwärmung und Gebäudeheizung [1]. Die klimaverändernden CO₂-Emissionen fossiler Primärenergieträger und deren begrenzte Vorräte machen ihre Substitution durch erneuerbare Energien, beziehungsweise die Reduzierung ihres Verbrauches notwendig. Maßnahmen hierzu werden in Deutschland unter anderem über die Energieeinsparverordnung (EnEV) gefordert, die maximale Jahresprimärenergiebedarfe für Gebäude vorschreibt. Diese können entweder durch eine entsprechende Bauweise oder durch eine effiziente Anlagentechnik erreicht werden [2]. Die steigenden Energiepreise und derartige Verordnungen sind der Grund für die zunehmende Nachfrage nach effizienten und klimaschonenden Heizungssystemen [3]. Dementsprechend werden heutzutage in Mehrfamilienhäusern immer häufiger zentrale Heizungsanlagen in Kombination mit einer Wärmepumpe eingesetzt. Die Effizienz eines Heizungssystems mit Wärmepumpe ist nicht nur von dem Wärmepumpentyp abhängig, sondern auch im hohen Maße von der Art der Trinkwassererwärmung. In diesem Bericht wird ein simulationsbasiertes Verfahren vorgestellt, mit dessen Hilfe die Energiebedarfe und -kosten ausgewählter Wärmepumpensysteme beispielhaft für ein Mehrfamilienhaus für unterschiedliche Arten der Trinkwassererwärmung ermittelt und verglichen werden. Dies erfolgt in dieser Arbeit erstmalig unter Einbeziehung der Investitionskosten. Damit ist es über Amortisationsrechnungen möglich, im Sinne der Wirtschaftlichkeit ein Wärmepumpensystem zu identifizieren, welches nicht zwangsläufig auch das effizienteste System sein muss.

Bezüglich der Trinkwassererwärmung kann grundsätzlich zwischen einem zentralen und einem dezentralen System unterschieden werden. Während bei einer dezentralen Trinkwassererwärmung das Wasser über elektrische Durchlauferwärmer oder Wohnungsstationen innerhalb der Wohneinheiten erwärmt wird, wird bei einer zentralen Trinkwassererwärmung das Wasser in einem Technikraum, der sich in der Regel im Keller befindet, erwärmt und über Rohre in die einzelnen Wohneinheiten geleitet. Bei der zentralen Trinkwassererwärmung kommen üblicherweise Trinkwasserspeicher oder Pufferspeicher mit einer zentralen Frischwasserstation zum Einsatz. Bei der Verwendung von Trinkwassersystemen, die ein großes Volumen an erwärmtem Trinkwasser bevorraten, besteht eine erhöhte Gefahr der Legionellenbildung. Der Einsatz von Trinkwasserspeichern in Mehrfamilienhäuser ist daher nicht unproblematisch. Aus diesem Grund wurde hier auf die Simulationen von Wärmepumpen-Systemen für Mehrfamilienhäuser mit Trinkwasserspeichern verzichtet. Da eine Wärmepumpe in den meisten Fällen nicht in der Lage ist, die benötigten hohen Temperaturen in einem Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung über eine Frischwasserstation zu erzeugen, wird entweder das Pufferspeicherwasser oder das Trinkwasser über Gas-Brennwert- oder Elektroheizgeräte nachgewärmt. In den folgenden Abschnitten wird zunächst das Simulationsmodell eines Mehrfamilienhauses sowie die verwendeten Heizungssysteme beschrieben. Anschließend werden die wichtigsten Simulationsmodelle der Heizungskomponenten vorgestellt, bevor die Ergebnisse der Simulationen diskutiert werden.

2 Mehrfamilienhaus

Für die Simulationen wurde exemplarisch das Modell eines Sechsfamilienhauses gemäß Abbildung 1 mit jeweils 89 m^2 Wohnfläche und ca. 2,5 m Deckenhöhe sowie den im Wohnungsbau üblichen Wand- und Deckenstärken gewählt. Der Jahresenergiebedarf des Gebäudes wurde mit dem vereinfachten Verfahren der DIN 4108 Teil 6 ermittelt [4]. Die hierfür benötigten physikalischen Größen, wie beispielsweise die Wärmedurchgangskoeffizienten der Wände oder der Gesamtenergiedurchlassgrad der Verglasung, wurden der Anlage 1 der Energieeinsparverordnung (EnEV) 2014 für den Wohnungsbau mit dem erhöhten Energie-Standard ab 2016 entnommen [5], die für diese Gebäudekomponenten Höchstwerte vorschreibt.

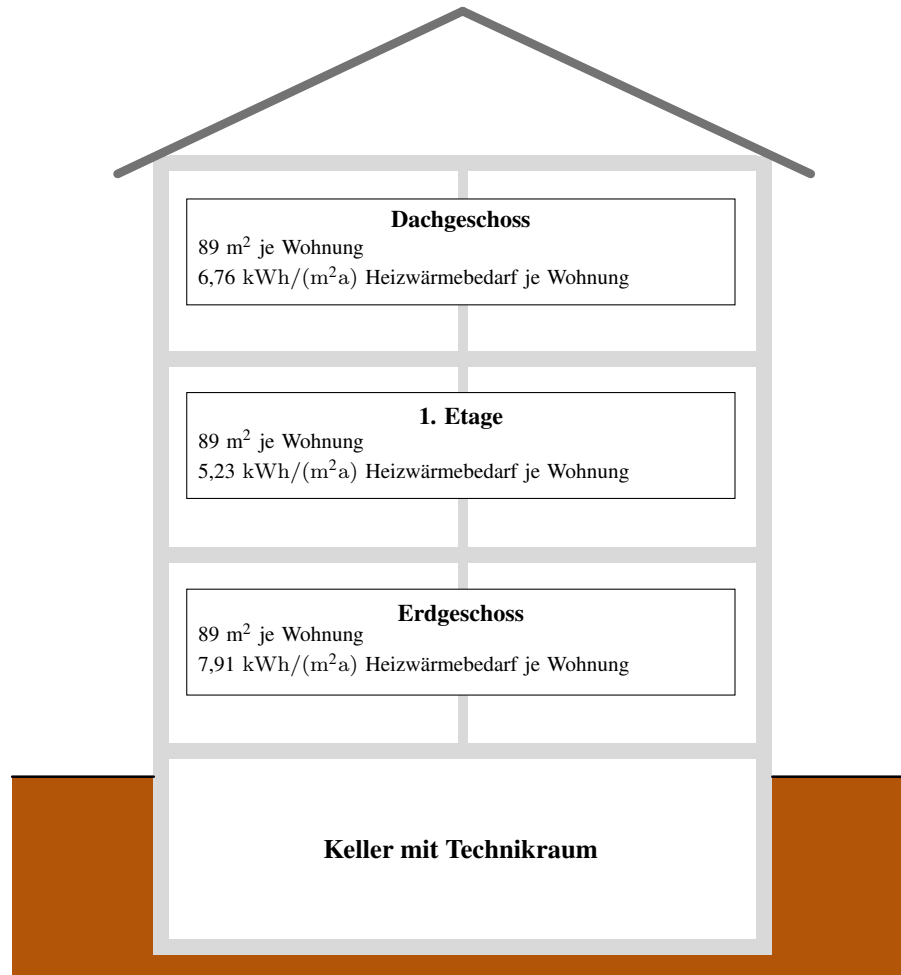













Abb. 1: Modell eines Mehrfamilienhauses

Die Berechnungen ergaben einen Jahresenergiebedarf von $39,8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$ für das Gebäude. Die Aufteilung der Bedarfe auf die einzelnen Wohnungen ist ebenfalls in Abbildung 1 dargestellt. Diese Vorgehensweise ist unmittelbar übertragbar auf Simulationsmodelle für andere Mehrfamilienhäuser mit einer abweichenden Anzahl von Etagen und einem abweichenden Dämmstandard.

3 Heizungssysteme

In den Abschnitten 3.1 bis 3.2 werden zunächst die in den Simulationen betrachteten Heizungssysteme vorgestellt. Bei den Heizungssystemen handelt es sich um fünf marktübliche hydraulische Konzepte ohne Trinkwasserspeicher, die unabhängig von den Herstellern der Systemmodule (Wärmepumpe, Pufferspeicher, etc.) sind und überwiegend in Mehrfamilienhäusern Verwendung finden. In Abschnitt 3.6 werden die fünf Konzepte miteinander verglichen (siehe auch Tabelle 2). Über die Kurzbezeichnungen, die in diesem Bericht zur Identifizierung der einzelnen Heizungssysteme eingeführt werden, können diese im Ergebnisdiagramm zugeordnet werden. Da die einzelnen Etagen identisch aufgebaut sind, wird in den folgenden Abbildungen lediglich eine Etage exemplarisch dargestellt. In den Fließschemata der Heizungsanlagen werden die in Tabelle 1 gezeigten Symbole verwendet.

Tab. 1: Fließschemata-Symbole der Abbildungen 2 bis 6

grafisches Symbol	Bedeutung
	Absperrventil
	thermostatisches Ventil
	Magnetventil
	thermostatisches Ventil mit Kapillarleitung
	einstellbarer hydraulischer Widerstand
	Differenzdruckregler
	Pumpe
	elektrischer Heizer
	Rohranschlusspunkt
	Plattenwärmeübertrager
	Pufferspeicher

Zum Teil entsprechen diese nicht den genormten Symbolen von R&I-Fließschemata, sondern es handelt sich um Symbole, die in der Industrie verwendet werden. Die wichtigsten Systemmodule, die sich überwiegend aus den beschriebenen Symbolen zusammensetzen, werden in den Abbildungen der Heizungssysteme benannt.

3.1 Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“

Bei dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ der Abbildung 2 wird der Heizungskreis zentral über einen Pufferspeicher versorgt, der wiederum über eine Sole-Wasser-Wärmepumpe erwärmt wird. Hierbei stehen die Abkürzungen „FriWa“ für Frischwasserstation und „DLE-E“ für elektrischer Durchlauferwärmer. An dem Heizungskreis angeschlossen befinden sich Wohnungsstationen, die einerseits einen konstanten Differenzdruck zwischen dem Heizungsvor- und -rücklauf innerhalb einer Wohnung sicherstellen und andererseits über einen internen Plattenwärmeübertrager das Trinkwasser erwärmen. Um die gewünschte Trinkwasser-Auslauftemperatur zu erhalten, muss also das Heizungswasser auf eine entsprechend hohe Temperatur erwärmt und auf diesem Niveau gehalten werden. Diese Heizkreistemperatur wäre allerdings je nach Außentemperatur in den überwiegenden

Fällen höher als es für die Beheizung der Wohnung aufgrund der gewählten Heizkurve notwendig wäre. Da die Effizienz einer Wärmepumpe maßgeblich von der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke abhängig ist, würde die Wärmepumpe in diesem Fall in Temperaturbereichen mit geringerer Effizienz betrieben werden.

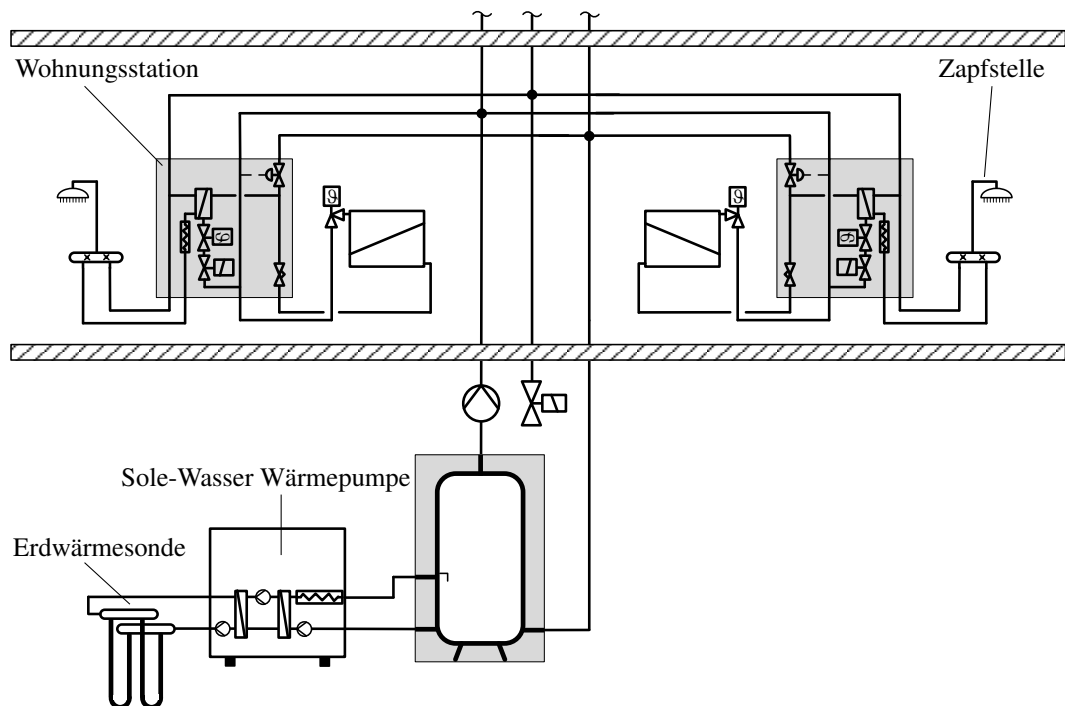


Abb. 2: Wohnungsstationen mit elektrischer Nacherwärmung

Heizung: Wärmepumpe mit Pufferspeicher

Warmwasser: Dezentrale Frischwasserstation mit elektrischer Nacherwärmung

Kurzbezeichnung: Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E

Aus diesem Grund werden von einigen Herstellern Wohnungsstationen mit integriertem elektrischem Heizstab angeboten, die das Trinkwasser nacherwärmen, falls die gewünschte Auslauftemperatur über den Plattenwärmeübertrager nicht erreicht wird. Somit ist es möglich, die Vorlauftemperatur des Heizungskreises auf die Bedürfnisse der Heizung und nicht auf die Bedürfnisse der Trinkwassererwärmung anzupassen, was einen Einfluss auf die Energiebedarfe und die Energiekosten hat.

3.2 Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“

Bei dem Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“ der Abbildung 3 erfolgt die Trinkwassererwärmung in Verbindung mit einem Pufferspeicher zentral über eine Frischwasserstation. Das erwärmte Trinkwasser wird über ein Rohrleitungssystem zu den Zapfstellen geleitet. Eine Zirkulationsleitung stellt sicher, dass sich in den zentralen Rohrleitungssträngen immer erwärmtes Trinkwasser befindet. Ein weiterer Pufferspeicher befindet sich im Heizungskreis des Systems, um eine Mindestbetriebslaufzeit und somit die Lebensdauer der Sole-Wasser-Wärmepumpe sicherzustellen.

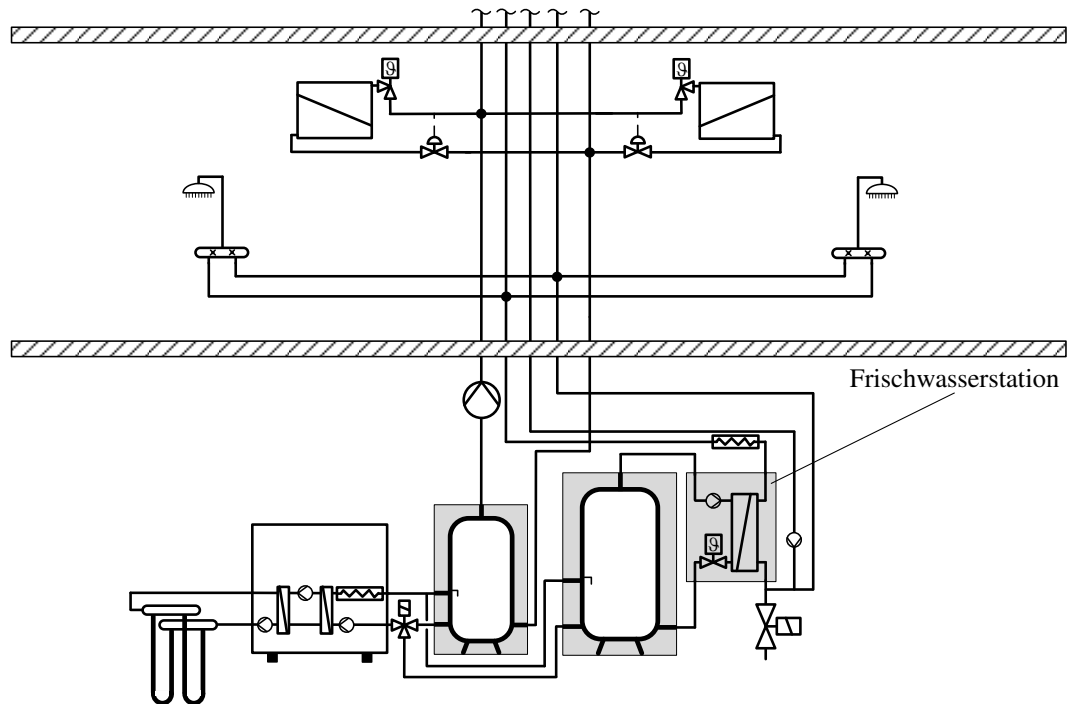


Abb. 3: Zentrale Frischwasserstation

Heizung: Wärmepumpe mit Pufferspeicher

Warmwasser: Pufferspeicher, zentrale Frischwasserstation und elektr.

Nacherwärmung

Kurzbezeichnung: Zentrale FriWa mit integriertem DLE-E

Beide Pufferspeicher haben entsprechend ihrer Funktion unterschiedliche Speichersolltemperaturen. Je nach Anforderung kann über ein 2-Wege-Ventil die Beladung der Pufferspeicher gesteuert werden. Der Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung wird so lange beheizt, bis entweder die Pufferspeichersolltemperatur erreicht ist oder die Wärmepumpe aufgrund ihrer Bauart ihre maximale Vorlauftemperatur erreicht hat und über eine Regelausschaltung außer Betrieb geht. In den überwiegenden Fällen ist die sich dabei ergebende Pufferspeichertemperatur niedriger als es für die Erwärmung des Trinkwassers über die Frischwasserstation notwendig wäre. Somit ist die Frischwasserstation nicht mehr in der Lage, die gewünschte Vorlaufsolltemperatur des Trinkwassers sicherzustellen. Aus diesem Grund wird hinter der Frischwasserstation ein zusätzlicher elektrischer Durchlauferwärmer (DLE-E) in den Vorlauf der Warmwasserleitung eingebracht, der das vorgewärmte Frischwasser auf die Sollvorlauftemperatur nacherwärmt.

3.3 Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“

Bei dem Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ der Abbildung 4 werden ebenfalls zwei separate Pufferspeicher verwendet. Allerdings wird hier der Pufferspeicher, der die zentrale Frischwasserstation versorgt, über ein Gas-Brennwertheizgerät (BW-H) erwärmt.

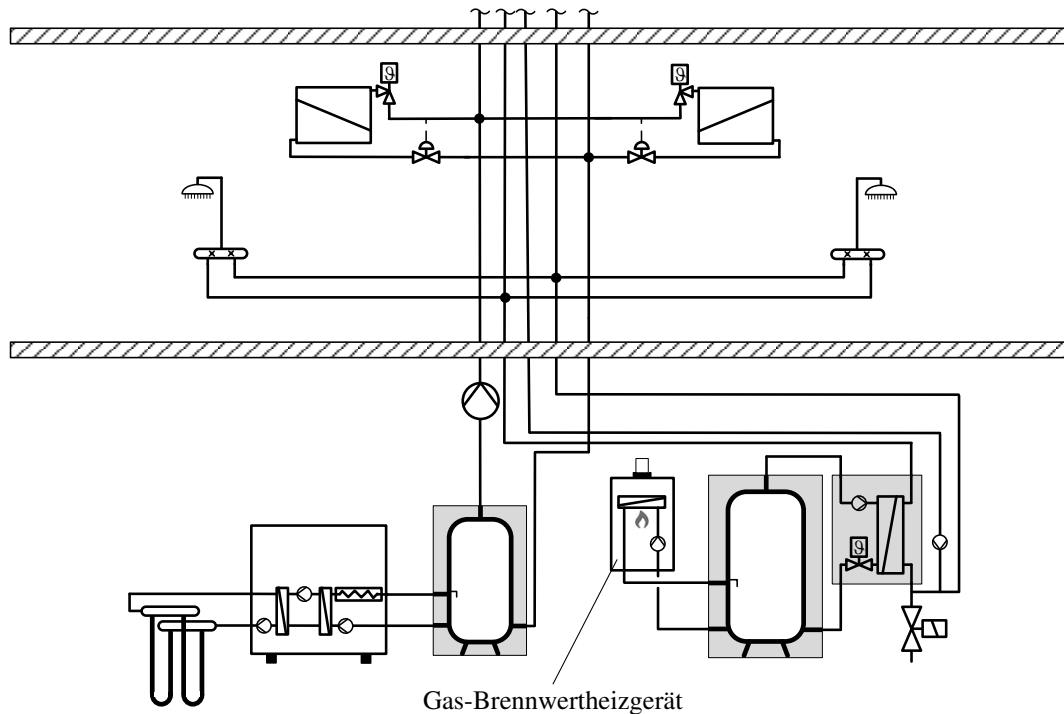


Abb. 4: Gasheizgerät für die Trinkwassererwärmung

Heizung: Wärmepumpe mit Pufferspeicher

Warmwasser: Gas-Brennwertheizgerät, Pufferspeicher mit zentraler Frischwasserstation

Kurzbezeichnung: Zentrale FriWa, TWW über BW-H

Das erwärmte Trinkwasser wird mit der Abkürzung „TWW“ bezeichnet. Da in diesem Fall die Sole-Wasser-Wärmepumpe ausschließlich die Gebäudebeheizung sicherstellt, kann diese leistungsschwächer gewählt werden und wird nicht in Temperaturbereichen betrieben, in denen ihre Effizienz geringer ist. Weil das Gas-Brennwertheizgerät in der Lage ist, die nötigen Pufferspeichertemperaturen zu erreichen, ist der Einsatz von elektrischen Heizstäben nicht notwendig.

3.4 Heizungssystem „Dezentrale DLE-E“

Bei dem Heizungssystem „Dezentrale DLE-E“ der Abbildung 5 wird der Heizkreis zentral über einen Pufferspeicher versorgt, der von einer Sole-Wasser-Wärmepumpe erwärmt wird. Die Trinkwassererwärmung findet dezentral über elektrische Durchlauferwärmer statt.

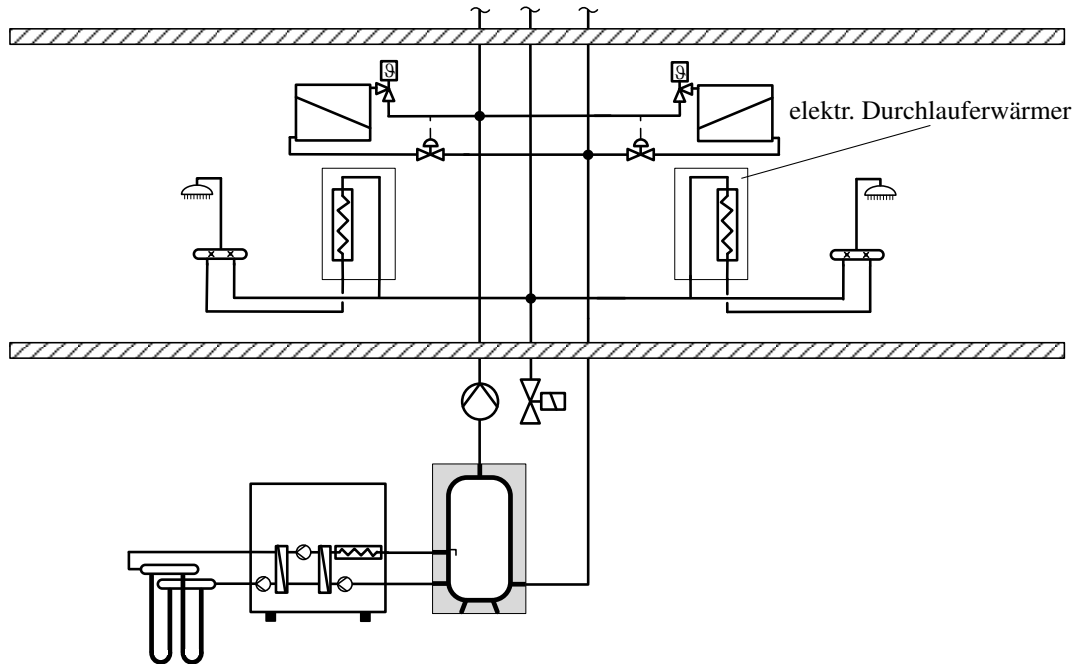


Abb. 5: Dezentrale elektrische Durchlauferwärmer
 Heizung: Wärmepumpe mit Pufferspeicher
 Warmwasser: elektrischer Durchlauferwärmer
 Kurzbezeichnung: Dezentrale DLE-E

Da die Wärmepumpe ausschließlich für die Gebäudebeheizung eingesetzt wird, kann sie wie bei dem Heizungssystem „zentrale FriWa, TWW über BW-H“ gleichermaßen leistungsschwächer und somit kostengünstiger gewählt werden. Gleichzeitig ist bei diesem Heizungssystem das gesamte Pufferspeichervolumen im Vergleich zu allen anderen Heizungssystemen am geringsten, was ebenfalls zu niedrigeren Investitionskosten führt.

3.5 Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über WP u. BW-H“

Bei dem Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über WP u. BW-H“ der Abbildung 6 besteht im Vergleich zum Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ eine zusätzliche Anbindung der Sole-Wasser-Wärmepumpe an den unteren Teil des Pufferspeichers der Trinkwassererwärmung.

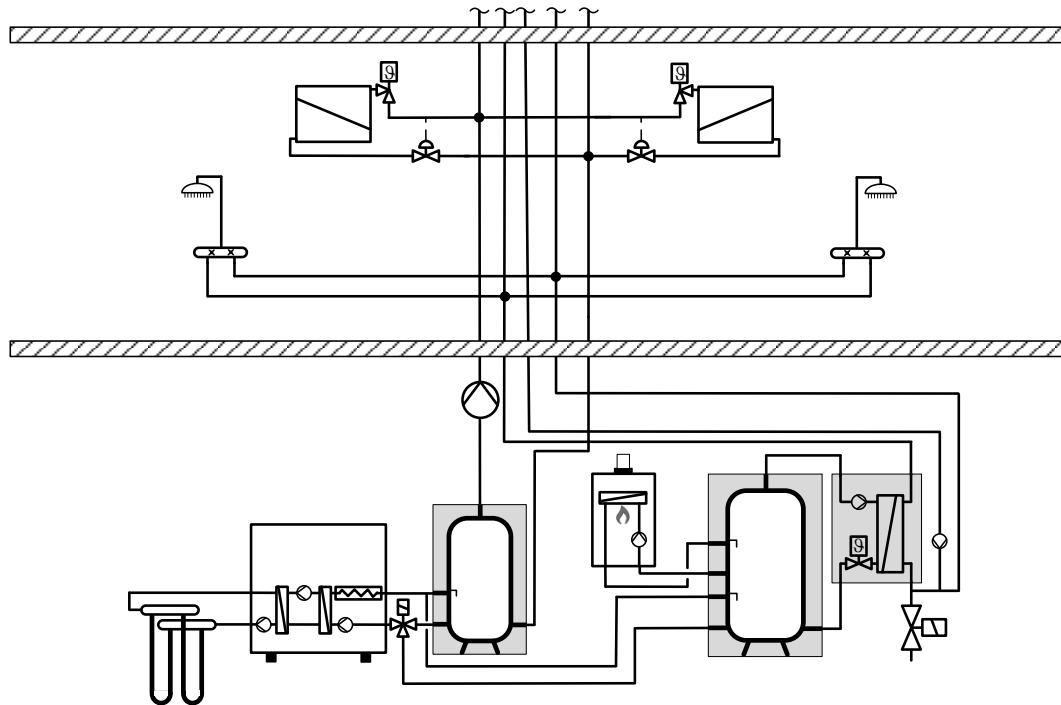


Abb. 6: Gasheizgerät für die Nacherwärmung
Heizung: Wärmepumpe mit Pufferspeicher
Warmwasser: Gas-Brennwertheizgerät und Wärmepumpe,
Pufferspeicher mit zentraler Frischwasserstation
Kurzbezeichnung: Zentrale FriWa, TWW über WP U. BW-H

Diese hat die Aufgabe, den kompletten Pufferspeicher vorzuwärmen, bevor das ebenfalls angeschlossene Gas-Brennwertheizgerät lediglich den oberen Teil des Pufferspeichers auf die Speicher-Solltemperatur nacherwärmt. Somit steht auch nur der obere Speicherteil für die Sicherstellung des Warmwasserbedarfs zur Verfügung. Folglich muss der obere Speicherteil ein ähnlich großes Volumen besitzen wie der Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Heizungssystems „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ (Abbildung 4). Der untere Speicherteil hingegen sollte so viel Wasser bevorraten, dass bei den zu erwartenden Zapfungen der obere Speicherteil immer mit vorgewärmtem Wasser versorgt wird. Insgesamt gesehen ist bei diesem Heizungssystem also ein wesentlich größerer Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung notwendig, was mit höheren Energieverlusten einhergeht.

3.6 Übersicht der betrachteten Heizungssysteme

In diesem Abschnitt werden zusammenfassend die verwendeten Heizungssysteme und deren Charakteristika in einer Tabelle dargestellt sowie die Vor- und Nachteile aus Sicht des Systemaufbaus und der erforderlichen Investitionen benannt. Der Einfluss des Systemaufbaus auf die Effizienz und die Betriebskosten ergibt sich aus den Simulationen und wird im Abschnitt 6 erläutert. In den folgenden Abschnitten werden zunächst die Simulationsmodelle beschrieben, bevor anschließend die Simulationsergebnisse dargestellt werden.

Tab. 2: Zusammenfassung und Charakterisierung der betrachteten Heizungssysteme

Heizungssystem	System-Charakterisierung
Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E	<ul style="list-style-type: none"> ▷ Wohnungsstation mit elektrischem Heizstab ▷ Wärmepumpe für die Heizungs- und Trinkwassererwärmung ▷ Pufferspeicher <p><u>Vorteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - keine hohen Trinkwassertemperaturen für den Legionellenschutz notwendig - keine Zirkulationsleitung notwendig (Investitionskosten) - die Wärmepumpe kann für die Trinkwassererwärmung genutzt werden <p><u>Nachteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - leistungsstärkere Wärmepumpe notwendig (Investitionskosten) - größeres Pufferspeichervolumen notwendig (Investitionskosten) - Wohnungsstation in jeder Wohnung (Investitionskosten)
Zentrale FriWa mit DLE-E	<ul style="list-style-type: none"> ▷ Zentrale Frischwasserstation mit elektrischem Heizstab und Zirkulationsleitung ▷ Wärmepumpe für die Heizungs- und Trinkwassererwärmung ▷ Zwei Pufferspeicher <p><u>Vorteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - die Wärmepumpe kann für die Trinkwassererwärmung genutzt werden - lediglich eine zentrale Frischwasserstation notwendig (Investitionskosten) <p><u>Nachteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - hohe Trinkwassertemperaturen für den Legionellenschutz notwendig - Zirkulationsleitung notwendig (Investitionskosten) - leistungsstärkere Wärmepumpe notwendig (Investitionskosten) - größeres Pufferspeichervolumen notwendig (Investitionskosten)
Zentrale FriWa, TWW über BW-H	<ul style="list-style-type: none"> ▷ Zentrale Frischwasserstation mit elektrischem Heizstab und Zirkulationsleitung ▷ Wärmepumpe für die Heizungserwärmung ▷ Gas-Brennwertheizgerät nur für die Trinkwassererwärmung ▷ Zwei Pufferspeicher <p><u>Vorteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Trinkwasser muss nicht über einen elektrischen Heizstab nacherwärmt werden - leistungsschwächere Wärmepumpe möglich (Investitionskosten) <p><u>Nachteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - hohe Trinkwassertemperaturen für den Legionellenschutz notwendig - Zirkulationsleitung notwendig (Investitionskosten) - Gas-Brennwertheizgerät notwendig (Investitionskosten) - größeres Pufferspeichervolumen notwendig (Investitionskosten) - Wärmepumpe wird nicht für die Trinkwassererwärmung genutzt
Dezentrale DLE-E	<ul style="list-style-type: none"> ▷ Dezentrale Trinkwassererwärmung über elektrische Durchlauferwärmer ▷ Wärmepumpe für die Heizungserwärmung ▷ Pufferspeicher <p><u>Vorteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - keine hohen Trinkwassertemperaturen für den Legionellenschutz notwendig - leistungsschwächere Wärmepumpe möglich (Investitionskosten) - geringes Pufferspeichervolumen (Investitionskosten) - elektrischer Durchlauferwärmer in jeder Wohnung (Investitionskosten) <p><u>Nachteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Wärmepumpe wird nicht für die Trinkwassererwärmung genutzt

Tab. 2: Zusammenfassung und Charakterisierung der betrachteten Heizungssysteme (Fortsetzung)

Heizungssystem	System-Charakterisierung
Zentrale FriWa TWW über WP u. BW-H	<ul style="list-style-type: none"> ▷ Zentrale Frischwasserstation mit elektrischem Heizstab und Zirkulationsleitung ▷ Wärmepumpe für die Heizungs- und Trinkwassererwärmung ▷ Gas-Brennwertheizgerät nur für die Nacherwärmung des Trinkwassers ▷ Zwei Pufferspeicher <p><u>Vorteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Trinkwasser muss nicht über einen elektrischen Heizstab nacherwärmt werden - die Wärmepumpe kann für die Trinkwassererwärmung genutzt werden <p><u>Nachteil:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - hohe Trinkwassertemperaturen für den Legionellenschutz notwendig - Zirkulationsleitung notwendig (Investitionskosten) - Gas-Brennwertheizgerät notwendig (Investitionskosten) - größeres Pufferspeichervolumen notwendig (Investitionskosten)

4 Simulationsmodelle der Heizungssystemkomponenten

Um das instationäre thermodynamische Verhalten von Heizungssystemen und Wärmespeichervorgängen in den Simulationen widerspiegeln zu können, ist es notwendig, die mathematischen Modelle der Systemkomponenten so zu konzipieren, dass die wesentlichen physikalischen Effekte mit der Hilfe von Masse-, Impuls- und Energiebilanzen berücksichtigt werden, was eine instationäre Formulierung der Bilanzen erfordert [6]. Hierzu gehören die Implementierung des Gesetzes der Massenerhaltung und der unterschiedlichen Arten des Wärmetransportes wie Wärmeleitung (Konduktion), Wärmestrahlung und Konvektionsvorgänge sowie die Berücksichtigung von instationären Wärmespeichervorgängen [7]. Des Weiteren wird über eine Rohrnetzberechnung mit Hilfe des Knoten-Verfahrens die über die Stellungen der Thermostatventile maßgeblich beeinflusste Aufteilung der Massenströme in dem Heizungssystem zu jedem Zeitpunkt der Simulation bestimmt [8]. Die hier verwendeten mathematischen Modelle sind entweder über Messungen oder über die technischen Daten realer Geräte parametrisiert worden. Auf die Regelungen der Heizgeräte, die einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Systems haben, wird in den folgenden Abschnitten eingegangen. Die Grundlage vieler Simulationsmodelle bildet das Rohrmodell, welches im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

4.1 Rohrmodell

Der Wärme- und Stofftransport in einem Rohr wird über eine partielle Differentialgleichung beschrieben, die über die Betrachtung eines infinitesimal kleinen Rohrsegments hergeleitet werden kann [23]. Eine gängige Näherungslösung besteht darin, statt unendlich vieler infinitesimal kleiner Rohrsegmente über eine Ortsdiskretisierung nur eine endliche Anzahl (n_{Seg}) von Rohrsegmenten endlicher Länge zu betrachten [6]. Dies führt auf n_{Seg} gewöhnliche Differentialgleichungen erster Ordnung. Abbildung 7 stellt die obere Hälfte des i -ten Rohrsegmentes der Länge Δx mit den maßgeblichen Wärmetransportmechanismen dar.

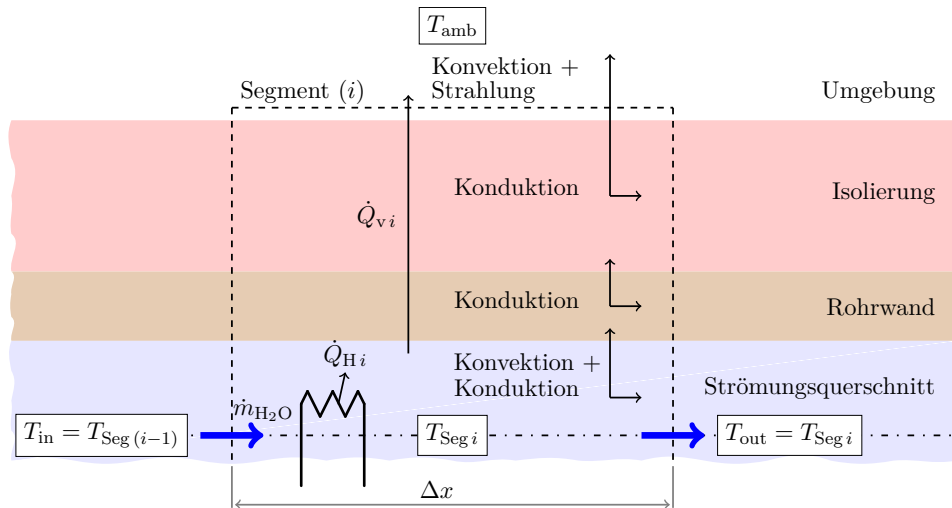


Abb. 7: Rohrsegment

Da die Wandstärke des Kupferrohres im Verhältnis zum Rohrdurchmesser gering ist, sie eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzt und aufgrund der Strömung hohe Wärmeübergangskoeffizienten im Rohr vorliegen, wird für die Berechnung angenommen, dass die Rohrwandtemperaturen und die Wassertemperaturen des i -ten Segmentes identisch und gleich $T_{\text{Seg } i}$ sind. Die Größe $T_{\text{Seg } i}$ wird im Folgenden als Segmenttemperatur bezeichnet. Die thermische Speicherfähigkeit der Isolierung sowie die Wärmeleitung in axialer Richtung werden vernachlässigt. Die Berechnung des Temperaturprofils im Rohr erfolgt über eine numerische Integration der Temperaturänderung $\dot{T}_{\text{Seg } i}(t_k)$ aller Segmente für jeden Zeitschritt t_k über die Energiebilanzgleichung [7]

$$\dot{T}_{\text{Seg } i}(t_k) = \frac{\dot{Q}_i(t_k)}{m_{R,i} c_{pR} + m_{H_2O,i} c_{pH_2O}}. \quad (1)$$

Die Wärmekapazität des Rohrmaterials c_{pR} und des Wassers c_{pH_2O} werden als konstant angesehen. Die Masse des Rohrsegmentes wird mit $m_{R,i}$ bezeichnet. Die Masse des in den Segmentgrenzen eingeschlossenen Wasservolumens hingegen mit $m_{H_2O,i}$. Unter der Annahme, dass die Massen in den Rohrsegmenten aufgrund einer einheitlichen Rohrsegmentlänge Δx gleich sind, entfällt für diese in den weiteren Betrachtungen der Index i . Allgemein werden die thermischen Leistungen eines jeden Segmentes über die Gleichung

$$\dot{Q}_i(t_k) = \dot{m}_{H_2O}(t_k) c_{pH_2O} (T_{i-1}(t_k) - T_i(t_k)) - \dot{Q}_{v,i}(t_k) + \dot{Q}_{H,i}(t_k) \quad (2)$$

beschrieben. Hierbei ist \dot{m}_{H_2O} der Wassermassenstrom durch die Segmente. Der Term $\dot{Q}_{H,i}(t_k)$ beschreibt mögliche Energieeinträge in das Segment. Im Fall eines einfachen Rohres entfällt dieser Term. Die Energieverluste $\dot{Q}_{v,i}(t_k)$ eines jeden Segmentes werden über die Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion, Leitung (Konduktion) und Strahlung bestimmt, deren Berechnungen in diesem Bericht aufgrund ihres Umfangs nicht näher beschrieben werden [21].

Durch Einsetzen der Gleichung (2) ohne den Term möglicher Energieeinträge $\dot{Q}_{H,i}(t_k)$ in die Gleichung (1)

entsteht das Differentialgleichungssystem

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{T}_{\text{Seg } 1}(t_k) \\ \dot{T}_{\text{Seg } 2}(t_k) \\ \vdots \\ \dot{T}_{\text{Seg } n_{\text{Seg}}}(t_k) \end{bmatrix} &= \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k) \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \begin{bmatrix} -1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & -1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{\text{Seg } 1}(t_k) \\ T_{\text{Seg } 2}(t_k) \\ \vdots \\ T_{\text{Seg } n_{\text{Seg}}}(t_k) \end{bmatrix} \\
&+ \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k) \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} T_{\text{Seg } 0}(t_k) \\
&- \frac{1}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \begin{bmatrix} \dot{Q}_{\text{v } 1}(t_k) \\ \dot{Q}_{\text{v } 2}(t_k) \\ \vdots \\ \dot{Q}_{\text{v } n_{\text{Seg}}}(t_k) \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3}$$

mit n_{Seg} gekoppelten Differentialgleichungen. Aus regelungstechnischer Sicht ist das ein nichtlineares Zustandsraummodell [24] mit den Eingangsgrößen $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k)$ und $T_{\text{Seg } 0}(t_k) = T_{\text{in}}(t_k)$ sowie den Ausgangsgrößen $T_{\text{Seg } 1}(t_k) \cdots T_{\text{Seg } n_{\text{Seg}}}(t_k)$, welche zugleich die Zustandsgrößen sind. Dabei resultiert die Nichtlinearität zum einen aus der multiplikativen Verkopplung der Eingangsgröße $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k)$ mit den Zuständen, was einen bilinearen Anteil darstellt [24], und zum anderen aus dem Term der Wärmeverluste auf der rechten Seite des Differentialgleichungssystems. Mit

$$\mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k) = \begin{bmatrix} T_{\text{Seg } 1}(t_k) \\ T_{\text{Seg } 2}(t_k) \\ \vdots \\ T_{\text{Seg } n_{\text{Seg}}}(t_k) \end{bmatrix}, \tag{4}$$

$$\dot{\mathbf{Q}}_{\text{v}}(t_k) = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{\text{v } 1}(t_k) \\ \dot{Q}_{\text{v } 2}(t_k) \\ \vdots \\ \dot{Q}_{\text{v } n_{\text{Seg}}}(t_k) \end{bmatrix} \tag{5}$$

und

$$\begin{aligned}
\mathbf{f}(\mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k), \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k), T_{\text{Seg } 0}(t_k), \dot{\mathbf{Q}}_{\text{v}}(t_k)) &= \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k) \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \begin{bmatrix} -1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & -1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 1 & -1 \end{bmatrix} \mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k) \\
&+ \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k) \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} T_{\text{Seg } 0}(t_k) \\
&- \frac{1}{m_{\text{R}} \text{ cP}_{\text{R}} + m_{\text{H}_2\text{O}} \text{ cP}_{\text{H}_2\text{O}}} \dot{\mathbf{Q}}_{\text{v}}(t_k)
\end{aligned} \tag{6}$$

kann dieses Gleichungssystem als

$$\dot{\mathbf{T}}_{\text{Seg}}(t_k) = \mathbf{f}(\mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k), \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k), T_{\text{Seg } 0}(t_k), \dot{\mathbf{Q}}_{\text{v}}(t_k)) \tag{7}$$

geschrieben werden. Die Berechnung des Temperaturprofils im Rohr erfolgt dann über numerische Integration unter Verwendung des expliziten Euler-Verfahrens, d.h. über

$$\mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_{k+1}) = \mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k) + \mathbf{f}(\mathbf{T}_{\text{Seg}}(t_k), \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(t_k), T_{\text{Seg } 0}(t_k), \dot{\mathbf{Q}}_{\text{v}}(t_k)) \Delta t \tag{8}$$

mit

$$\Delta t = t_{k+1} - t_k. \quad (9)$$

Die so erhaltene neue Segmenttemperatur $T_{\text{Seg } i}(t_{k+1})$ stellt die Wassertemperatur des nächsten Zeitschrittes dar. Im Gegensatz zum impliziten Euler-Verfahren hat das hier angewandte explizite Euler-Verfahren den Vorteil, dass die Gleichung (8) nicht iterativ gelöst werden muss.

Grundsätzlich wird die Näherungslösung bei einer steigenden Anzahl von Segmenten genauer. Dies wird in der Abbildung 8 bei der Betrachtung der Rohrauslauf-temperatur bei einer sprungförmigen Änderung der Eingangstemperatur deutlich. Hier wurde ein 10 m langes, isoliertes Rohr mit einem Innendurchmesser von 40 mm simuliert, welches mit einem konstanten Volumenstrom von 3 l/min und einer Wassertemperatur von 70°C durchströmt wurde. Die initiale Wassertemperatur zum Simulationsstart wurde mit 20°C angenommen. Die Zeitschrittweite Δt betrug eine Sekunde.

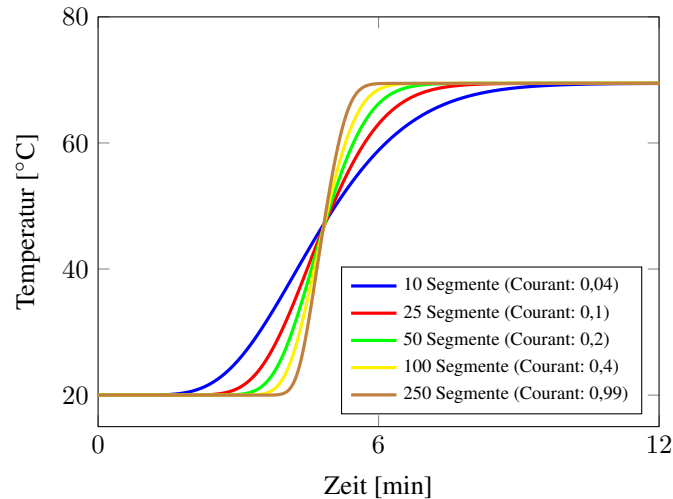


Abb. 8: Variation der Rohrsegment-Anzahl bei einer sprungförmigen Einlauf-temperaturänderung [6]

In der Abbildung ist die Temperatur des letzten Segmentes dargestellt, welche identisch mit der Rohrauslauf-temperatur ist. Derartige Untersuchungen wurden bereits von Lüdemann [6] durchgeführt. In der Abbildung ist zu erkennen, dass bei einer steigenden Segmentanzahl der Durchmischungseffekt in den Segmenten abnimmt und somit die Näherungslösung genauer wird. Allerdings kann eine hohen Anzahl von Segmenten zu numerischen Problemen führen, wenn das Volumen, welches während eines Zeitschrittes in das Segment einströmt, größer als das Segmentvolumen ist. Für die Bestimmung einer numerisch unkritischen Anzahl von Segmenten bietet die Courant-Zahl [22] eine Hilfestellung, die angepasst auf das Rohrmodell über die Gleichung

$$c = \frac{\dot{V}_{\max} \Delta t_{\max}}{V_{\text{Seg}}} \quad (10)$$

beschrieben werden kann. Hierbei muss das Segmentvolumen V_{Seg} unter Berücksichtigung der maximalen Zeitschrittweite Δt_{\max} und des maximal möglichen Volumenstroms \dot{V}_{\max} so angepasst werden, dass die Courant-Zahl kleiner als 1 ist. In der Abbildung 8 sind ebenfalls die Courant-Zahlen der verschiedenen Simulationen dargestellt. Unter den vorgegebenen Randbedingungen würde es also ab einer Segmentanzahl von mehr als 250 Segmenten zu numerischen Problemen kommen.

Derartige sprungförmige Änderungen einer Rohrein- gangstemperatur treten in Heizungssystemen allerdings nur sehr selten auf. In der Regel ändern sich die Temperaturen über einen längeren Zeitraum. Die in der Abbildung 9 dargestellten Simulationen unterscheiden sich von den vorher besprochenen nur durch einen rampenförmigen Anstieg der Rohrein- lauftemperatur von 20°C auf 70°C innerhalb von 400 Sekunden, was dem Verhalten einer realen Heizungsablage näher kommt. Die Temperaturdifferenzen zwischen den Simulationsvarianten fallen hier wesentlich geringer aus. Der Einfluss der Segmentanzahl beschränkt sich lediglich auf den Beginn und das Ende der Temperaturänderung. Somit verringert sich durch das reale Verhalten einer Heizungsanlage der Fehler, der bei einer geringen Segmentanzahl entstehen würde. Die Modellierung von Rohren mit einer Courant-Zahl, die deutlich kleiner als 1 ist, führt bei den hier durchgeführten Untersuchungen von Heizungsanlagen also trotzdem zu

einer recht guten Näherung, zumal durch eine geringere Segmentanzahl die Simulationen schneller durchgeführt werden.

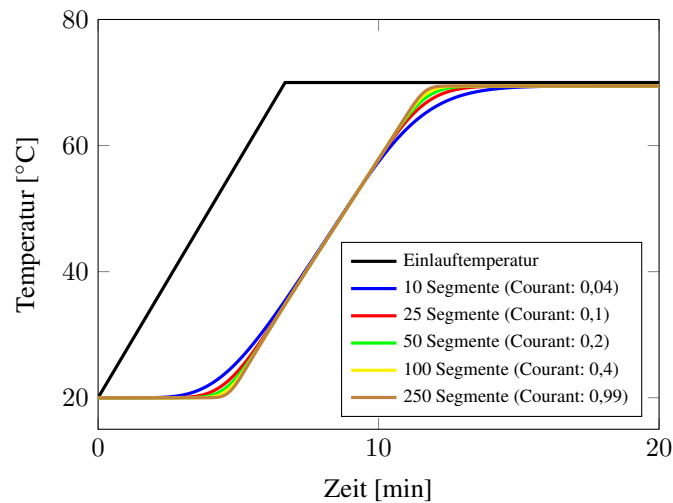


Abb. 9: Variation der Rohrsegment-Anzahl bei einer rampenförmigen Einlaufemperaturänderung

Dies wird auch durch einen Vergleich zwischen Simulationen und einer Messung bestätigt, bei der ein 0,98 m langes Kupferrohr mit einem Innendurchmesser von 26 mm mit einem Volumenstrom von 3,05 l/min durchströmt wurde. Die initiale Rohrtemperatur betrug 28,1°C und wurde kontinuierlich auf 56,9°C erhöht. Die Anzahl der Segmente variierte zwischen einem Segment und 9 Segmenten. In der Abbildung 10 der Vergleich von Rohrauslauftemperaturen zwischen der beschriebenen Messung und dessen Simulationen dargestellt. Beide Simulationen decken sich gut mit den Messergebnissen, obwohl die Anzahl der Segmente und somit die Courant-Zahlen deutlich unterschiedlich sind.

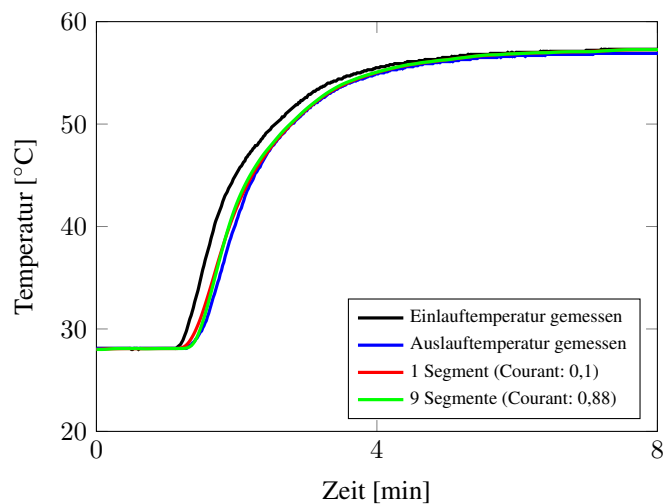


Abb. 10: Vergleich zwischen der Messung einer Rohrauslaufemperatur und dessen Simulation

Neben den Rohrleitungen können viele weitere hydraulische Komponenten einer Heizungsanlage ebenfalls über das Modell eines isolierten Rohres dargestellt werden [6, 8]. Ein Speicher kann beispielsweise als isoliertes und an den Enden verschlossenes Rohr angesehen werden, welches zusätzliche Anschlüsse für zu- und abzuführende Massenströme an unterschiedlichen Rohrabschnitten besitzt, während ein Wärmeerzeuger als ein beheiztes Rohr aufgefasst werden kann. Der Energieeintrag wird für diesen Fall in Gl. 2 über den Term $\dot{Q}_{Hi}(t_k)$ berücksichtigt. Plattenwärmeübertrager lassen sich aus mindestens zwei Rohren modellieren, die axial über eine Kontaktfläche verbunden sind und somit die Wärme über ihre gemeinsame Wand übertragen können. Ein Rohrschlangenspeicher

hingegen kann als Rohr modelliert werden, durch das ein zweites Rohr hindurch führt, über welches die Flüssigkeit im ersten Rohr erwärmt wird. Je nach Anwendungsfall wird dabei das hier vorgestellte Ausgangsmodell des Rohres modifiziert.

4.2 Wärmepumpenmodell

Das mathematische Modell einer Wärmepumpe wurde mit Hilfe des Rohrmodells und den Leistungsdiagrammen erstellt, die den Produktinformationen der Firma Vaillant entnommen wurden [10]. In Abbildung 11 ist exemplarisch ein Leistungsdiagramm für eine Leistungsgröße dargestellt.

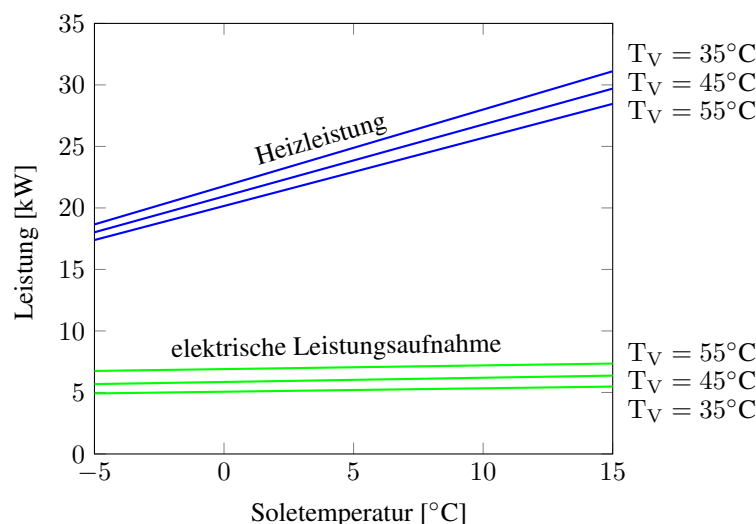


Abb. 11: Leistungsdiagramm einer Wärmepumpe [10]

Für jede Leistungsgröße wurden Funktionen für die elektrische Leistungsaufnahme und die Heizleistung in Abhängigkeit der Sole- und der Wärmepumpen-Vorlauftemperatur aus den jeweiligen Diagrammen abgeleitet. Die Gleichung (2) des Rohrmodells berücksichtigt über den Term $\dot{Q}_{H,i}(t_k)$ die Funktion der Heizleistung. Wegen der unterschiedlichen hydraulischen Heizungssysteme wurden Wärmepumpenleistungen von 29,8 kW bzw. 22,0 kW bei einer Soletemperatur von 0°C und einer Wärmepumpen-Vorlauftemperatur von 35°C verwendet. Des Weiteren fanden die elektrischen Energiebedarfe der Sole- bzw. Heizkreispumpe sowie die elektrischen Standby-Verluste Berücksichtigung.

Die hier betrachteten Wärmepumpen können bis zu einer maximalen Vorlauftemperatur von ca. 60°C betrieben werden. Steigt aufgrund der Umfeldbedingungen die Vorlauftemperatur über 60°C an, so schaltet die Wärmepumpe ab. Um ausreichend lange Betriebslaufzeiten zu gewährleisten, wurde in den Simulationen angenommen, dass eine Speicherladung über eine Wärmepumpe erst aktiviert wird, wenn die Speicherfühlertemperatur unter 48°C gefallen ist. Zum Schutz des Kompressors wurde eine Kompressorsperrzeit von 20 Minuten implementiert, die die Anzahl der Wärmepumpenstarts auf drei pro Stunde begrenzte. Sind im Pufferspeicher Temperaturen größer als 60°C erforderlich, wird ab einer Vorlauftemperatur von 60°C über die Regelung der Wärmepumpe ein alternatives Heizgerät aktiviert. In der Regel handelt es sich hier um elektrische Heizstäbe, die teilweise in den Wärmepumpen integriert sind oder um Heizgeräte für fossile Brennstoffe. Die Regelung der Wärmepumpe beinhaltet eine Vorrangschaltung für die Trinkwassererwärmung, die eine Erwärmung des Pufferspeichers bei gleichzeitiger Heizungsanforderung bevorzugt. Wird allerdings der Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung innerhalb von 40 Minuten nicht vollständig geladen, startet für 20 Minuten wieder die Wärmeversorgung der Heizung, bevor die Pufferspeicherladung erneut beginnt.

4.3 Modell eines Gas-Brennwertheizgerätes

Analog zu dem Wärmepumpenmodell wurde das Gas-Brennwertheizgerät ebenfalls als beheiztes Rohr modelliert. Die in Gleichung (2) integrierte Heizleistung $\dot{Q}_{H,i}(t_k)$ ist im Fall eines Gas-Brennwertheizgerätes neben der konstruktiven Ausführung des Wärmeübertragers abhängig von der Rücklauftemperatur, dem Volumenstrom und der gaseitigen Belastung. Um diese Abhängigkeiten berücksichtigen zu können, wurden Messungen zur Ermitt-

lung entsprechender Kennfelder verwendet, die von der Firma Vaillant mit Gas-Brennwertheizgeräten diverser Leistungsgrößen durchgeführt wurden. Aus diesen Kennfeldern wurden Funktionen für die Heizleistung erstellt, die den Wirkungsgrad der Geräte beinhalten sowie die elektrischen Leistungsaufnahmen der Luft-Abgas-Gebläse. In den Simulationen kam ein Gas-Brennwertheizgerät mit einer maximalen Leistung von 31,2 kW zum Einsatz, in dessen mathematischem Modell die elektrischen Standby-Verluste, die elektrischen Leistungsaufnahmen der Heizkreispumpen und die thermische Masse des Gerätes berücksichtigt wurden. Die minimale Modulationsleistung¹ der Gas-Brennwertheizgeräte lag bei ca. 18% der maximalen Leistung. Ebenso wurde eine Modulation der Speicherladepumpe in die Simulationen integriert.

Ein Gas-Brennwertheizgerät wurde hier in Verbindung mit einer Wärmepumpe ausschließlich zur Erwärmung des Pufferspeichers eingesetzt, der die zentrale Frischwasserstation versorgt. Die Regelung des Gas-Brennwertheizgerätes sieht vor, den Speicher bis auf 70°C zu beladen. Eine Nacherwärmung wird initiiert, wenn die Speicherfühlertemperatur unter 60°C fällt.

4.4 Rohrnetzberechnung

Ein weiterer zentraler Bestandteil ist das Rohrnetz eines Heizungssystems. Es hat die Aufgabe, das Heizungswasser bedarfsgerecht auf die einzelnen Wohnungen aufzuteilen. Einige Heizungsstränge enthalten Thermostatventile und unter Umständen auch Druckdifferenzregler, welche die Druckverluste und somit die Volumenströme im Rohrnetz je nach Stellung der Ventile stetig verändern. Dies hat Auswirkungen auf die elektrische Leistungsaufnahme der Heizpumpen und auf die Leistungsabgabe der Radiatoren in den Wohnungen. Die Rohrnetzberechnung hat die Aufgabe, zu jedem Simulationszeitpunkt die Aufteilung der Volumenströme in den Rohrleitungen eines geschlossenen Heizungssystems zu bestimmen und ist somit ein wesentlicher Teil der Heizungssystem-Simulation. Die Berechnung innerhalb der Simulationen wurde mit Hilfe des Knotenverfahrens durchgeführt, welches von den Autoren dieses Berichts in [8] beschrieben wird. Dieses Verfahren wurde ursprünglich für die Berechnung von Wasserverteilnetzen konzipiert und ermöglicht es, diverse Anlagenkomponenten wie Thermostat- bzw. Druckdifferenzregler sowie Pumpen mit unterschiedlichen Regelungskonzepten zu berücksichtigen.

4.5 Gebäude-Modell

Es existieren diverse Verfahren, um das thermische Verhalten real existierender Gebäude berechnen zu können. Für diese Verfahren müssen neben dem Gebäudestandort und der Himmelsausrichtung sämtliche Komponenten wie zum Beispiel die geometrischen Abmessungen des Gebäudes oder die Wandstärke und das Material der Außenisolierung spezifiziert werden. Insbesondere bei Mehrfamilienhäusern sind diese Verfahren durch ihre Komplexität rechenzeitaufwendig. Da bei den hier durchgeführten Untersuchungen kein Modell eines real existierenden Gebäudes verwendet wurde, war es ausreichend, adäquate Referenzlastprofile zu nutzen, die das Verhalten eines Gebäudes abbilden und deren Verwendung wesentlich weniger Rechenzeit benötigt. Derartige Referenzlastprofile, die die Energieverbräuche typischer Mehrfamilienhäuser widerspiegeln, werden von der VDI-Richtlinie 4655 angeboten [11]. Grundlage der Referenzlastprofile sind gemessene Wärme-, Strom- und Warmwasserverbräuche von Ein- und Mehrfamilienhäusern, die über mindestens ein Kalenderjahr erfasst wurden. Die Referenzlastprofile für die Strom- und Warmwasserverbräuche wurden für diese Simulationen nicht verwendet. Ursprünglich wurden die Referenzlastprofile entwickelt, um Jahresnutzungsgrade von Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen zu bestimmen. Sie sind in 15 Klimazonen für Deutschland mit je 10 Typtagkategorien unterteilt, die nach Begriffen wie Sommer, Winter oder Übergangszeit sowie nach dem mittleren Bedeckungsgrad unterschieden werden. Eine Klimazone beschreibt Gebiete, die klimatologisch ähnliche Randbedingungen aufweisen. Für jeden Typtag wird der tageszeitabhängige Energiebedarf eines Gebäudes in normierter Form vorgegeben und mit verschiedenen Faktoren multipliziert, die die Eigenschaften des Gebäudes und des Standortes berücksichtigen. Für die Ermittlung der Energieaufwände zur Deckung der Energieverbräuche eines Gebäudes, die innerhalb eines Jahres anfallen, müssen über Simulationen die Energieaufwände für jeden der 10 Typtage berechnet werden.

Hierzu werden zunächst analog zum Rohrmodell die Raumtemperaturänderungen $\dot{T}_{Wm}(t_k)$ im Tagesverlauf für jeden Zeitschritt t_k und jeder Wohnung $m = 1 \dots 6$ über die Gleichung

$$\dot{T}_{Wm}(t_k) = \frac{\dot{Q}_{HkWm}(t_k) - \dot{Q}_{Heiz,TTm}(t_k)}{c_{wirk} V_e} \quad (11)$$

¹In der Heizungstechnik steht der Begriff „Modulation“ für eine stufenlose bedarfsabhängige Anpassung der Geräteleistung, die während des Betriebs über die Regelung des jeweiligen Gerätes erfolgt.

berechnet und die Wohnungstemperaturen T_W über die Gleichung

$$T_W(t_{k+1}) = T_W(t_k) + f(T_W(t_k), \dot{Q}_{HkW}(t_k), \dot{Q}_{Heiz,TT}(t_k)) \Delta t \quad (12)$$

korrigiert. Die Heizleistungen $\dot{Q}_{HkW m}$, die von dem Heizungssystem über die Heizkörper für jede Wohnung zur Verfügung gestellt werden, werden über die Temperaturdifferenzen zwischen den Raumsolltemperaturen und den aktuellen Raumtemperaturen geregelt. Über die Integration der Heizleistungen werden die Energieaufwände eines Typtages berechnet, die je nach Standort mit Faktoren multipliziert werden, die beschreiben, wie oft ein Typtag innerhalb eines Jahres auftritt. Der Jahresenergieaufwand wird schließlich über die Summe der Energieaufwände aller Typtage ermittelt. Die Leistung

$$\dot{Q}_{Heiz,TT m}(t_k) = f(Q_{Heiz,a m}, F_{Heiz,TT}, F_{Heiz,n,TT}(t_k)) \quad (13)$$

stellt in der Gleichung (11) die Energieverlustleistung der einzelnen Wohnungen da. Hierbei sind $Q_{Heiz,a m}$ die Jahresenergiebedarfe der einzelnen Wohnungen, die in der Abbildung 1 benannt wurden. Der Faktor $F_{Heiz,TT}$ variiert je nach Typtag (TT) und Klimazone und ist der VDI-Richtlinie 4655 zu entnehmen. Die Faktoren $F_{Heiz,n,TT}(t_k)$ beschreiben die normierten Heizwärmebedarfe, die in Abhängigkeit von der Tageszeit und des Typtages ebenfalls von der VDI-Richtlinie 4655 in tabellarischer Form zur Verfügung gestellt werden. In dieser VDI-Richtlinie befindet sich ebenso eine detaillierte Beschreibung der Verwendung der Referenzlastprofile. Die beiden Leistungen $\dot{Q}_{Heiz,TT m}(t_k)$ und $\dot{Q}_{HkW m}(t_k)$ ändern sich also kontinuierlich im Tagesverlauf. Die thermische Masse einer jeden Wohnung wird über die wirksame Speicherkapazität c_{wirk} berücksichtigt, die in den Simulationen gemäß DIN EN 12831 Beiblatt 1 mit 50 Wh/(m³ K) angenommen wurde [12]. Dabei bezeichnet V_e nach der gleichen Norm das Brutto-Raumvolumen einer Wohnung, die in den hier durchgeführten Untersuchungen 251 m³ betrug. Die Bestimmung der Sollvorlauftemperatur des Heizkreises erfolgte in Abhängigkeit von der Außentemperatur über eine voreingestellte Heizkurve. Die Sollvorlauftemperatur änderte sich folglich im Tagesverlauf mit der Außentemperatur. Da die VDI-Richtlinie 4655 lediglich Angaben zu den mittleren Temperaturen der Typtage macht und Angaben zu den täglichen Temperaturverläufen fehlen, wurden diese mit Hilfe von Daten des Deutschen Wetterdienstes, wie von den Autoren dieses Berichts in [13] vorgestellt, approximiert. Weiterhin wurden Heizkreisauslegungen für Vorlauftemperaturen von 40°C und 55°C bei entsprechenden Rücklauftemperaturen von 30°C und 40°C betrachtet. Diese Heizkreisauslegungen werden im Folgenden mit 40/30°C beziehungsweise 55/40°C bezeichnet. Die Raumsolltemperaturen wurden auf 20°C festgelegt. Die Trinkwassersolltemperatur an den Zapfstellen wurde zwischen 40°C und 45°C variiert. Allerdings schreibt die DIN EN 1988-200 vor, das Trinkwasser ab einem Systeminhalt von mehr als 3 Litern aus Legionellenschutzgründen auf mindestens 60°C zu erwärmen [18]. Gleichzeitig ist das Zirkulationssystem so auszulegen, dass ein Temperaturabfall von 5 K nicht überschritten wird. Aus diesem Grund war es bei den Systemen mit zentraler Trinkwassererwärmung und Zirkulationsleitung erforderlich, das Wasser auf 60°C zu erwärmen und an den Zapfstellen auf die gewünschte Auslauftemperatur zu mischen. Bei den Systemen mit dezentraler Trinkwassererwärmung war dies aufgrund der geringeren Systeminhalte nicht notwendig. Für die Standorte des Gebäudes wurden klimatische Zonen ausgewählt, die ein möglichst breites Klimaspektrum in Deutschland abdecken. Hier fiel die Wahl auf die Klimazonen 3, 5 und 11 des Deutschen Wetterdienstes [11].

4.6 Warmwasser-Zapfprofil

Neben den Lastprofilen der Wärmeverbräuche des Mehrfamilienhauses müssen für die Simulationen auch Lastprofile der Warmwasserverbräuche angenommen werden. Hierbei wird definiert, zu welchem Zeitpunkt wie viel Trinkwasser mit welcher Temperatur in jeder Wohnung wie lange gezapft wird. Um ein möglichst realitätsnahes Zapfverhalten in den einzelnen Wohnungen abbilden zu können, stellt die DIN EN 13203 Teil 2 mehrere Zapfprofile zur Verfügung, deren Eignung je nach Anwendungsfall zu prüfen ist [14]. Sie unterscheiden sich im Wesentlichen über die Art und Anzahl der Zapfungen und somit über den Tages-Gesamtenergiebedarf für das Erwärmen von Trinkwasser. Für diese Simulationen wurde die Ausstattung jeder Wohnung mit einer Dusche, einem Waschtisch und einer Küchenspüle angenommen. Die verwendete Belegungszahl von 3,5 Personen für jede Wohnung entspricht der Belegungszahl einer Einheitswohnung der DIN 4708 Teil 2 [15]. Der hieraus resultierende Tagesenergiebedarf pro Wohnung für die Trinkwassererwärmung beläuft sich gemäß VDI 2067 Blatt 12 auf 5,765 kWh mit 99,4 Liter 60-grätigem Wasser pro Tag [16]. Somit wurde aus der DIN 13203 Teil 2 das Zapfprofil 2 für jede Wohnung gewählt, welches 100,2 Liter Wasser mit 60°C beinhaltet, was einem Tagesenergiebedarf von 5,845 kWh entspricht [14].

Um ein zentrales Heizungssystem mit Trinkwassererwärmung richtig zu dimensionieren, muss u.a. der benötigte Tagesenergiebedarf des Gebäudes für die Erwärmung von Trinkwasser abgeschätzt werden. In einem Mehrfamilienhaus nimmt die Wahrscheinlichkeit, dass in allen Wohnungen gleichzeitig warmes Wasser gezapft wird, mit steigender Anzahl der Wohnungen ab. Dies muss bei der Auslegung des Heizungssystems berücksichtigt werden, da sonst eine Überdimensionierung des Systems erfolgen würde. Aus diesem Grund werden in der Literatur Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Wohnungsanzahl angegeben, mit denen eine Überdimensionierung vermieden werden kann. Je nach Autor unterscheiden sich diese Faktoren geringfügig. Im Falle eines Mehrfamilienhauses mit sechs Wohneinheiten wurde ein Faktor von 0,56 gewählt [17].

Das Ergebnis der Multiplikation der sechs Wohneinheiten mit dem Faktor 0,56 ergibt eine Anzahl von 3,36 Wohnungen mit gleichzeitigen Zapfungen. Für die hier durchgeführten Simulationen wurde die Anzahl auf 4 Wohnungen aufgerundet. In vier Wohnungen wurde also während der Simulationen gleichzeitig gezapft, während die Zapfprogramme für die verbleibenden zwei Wohnungen zeitversetzt gestartet wurden.

5 Abschätzung der Investitionskostendifferenz

Bei der Wahl eines Heizungssystems werden nicht nur die energetische Effizienz und die Energiekosten des Systems berücksichtigt, sondern auch dessen Investitionskosten. Aus diesem Grund werden neben dem Vergleich der Energiekosten und -aufwände auch die Investitionskosten gegenübergestellt. Da es sich hier um kein reales Haus, sondern um ein Hausmodell handelt, ist es sehr schwierig, absolute Investitionskosten der Systeme zu ermitteln. Allerdings ist es möglich, auf Basis der Systemdefinitionen fiktive Materialkosten zu ermitteln sowie Arbeitslohn-Differenzkosten zwischen den Systemen abzuschätzen, da der Arbeitsaufwand zwischen den Systemlösungen variiert. Eine derartige Vorgehensweise ist nicht nur auf andere fiktive Gebäude, sondern auch auf reale Gebäude übertragbar. In Tabelle 3 sind die Investitionskosten angegeben, die sich zwischen den betrachteten Heizungssystemen unterscheiden.

Tab. 3: Vergleich der Investitionsdifferenzkosten der Heizungssysteme

Investitionsdifferenzkosten-Übersicht					
	Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E [€]	Zentrale FriWa mit DLE-E [€]	Zentrale FriWa, TWW über BW-H [€]	Dezentrale DLE-E [€]	Zentrale FriWa, TWW über WP u. BW-H [€]
Wärmepumpe incl. Zubehör	18208	18208	17616	17616	18208
Solebohrung	18508	18508	14758	14758	18508
Gasbrennwertgerät incl. LAZ, Zubehör	0	0	4939	0	4939
Gasanschlußpreis	0	0	2500	0	2500
Ausdehnungsgefäß	68	133	133	68	133
Pufferspeicher	1705	3227	3227	1522	4158
Heizkreispumpe	243	157	157	157	157
Wohnungsstationen incl. DLE-E	15522	0	0	0	0
zentrale Frischwasserstation	0	1891	1891	0	1891
zentraler, elektr. Nachheizer	0	1394	0	0	0
DLE-E	0	0	0	5562	0
Rohre incl. Isolierungen	3738	3743	3597	2974	3839
Pauschale für Kleinteile (50 % der Rohrpreise)	1336	1330	1281	1079	1281
Umschaltventile	0	228	0	0	228
Zirkulationspumpe	0	85	85	0	85
Lohnkostendifferenz	2880	0	1920	1920	1920
Summe	62208	48819	52019	45656	57292
Investitionsdifferenzkosten	16552	3248	6448	kosten- günstigstes System	12191

Da hier lediglich Investitionsdifferenzkosten benötigt werden, sind Systemkomponenten wie zum Beispiel Heizkörper, die in allen Heizungssystemen in identischer Größe vorhanden sind, nicht aufgeführt. Die Materialkosten wurden über die Brutto-Listenpreise der entsprechenden Hersteller der Komponenten ermittelt. So wurden beispielsweise unterschiedliche Rohr- und Rohrisolierungspreise berücksichtigt, die sich aufgrund systembedingter Unterschiede in den Rohrdurchmessern und -längen ergeben. Die Kupferrohrpreise variierten zwischen 3,4 €/m für einen Außendurchmesser von 12 mm und 26 €/m für einen Außendurchmesser von 54 mm. Für deren Isolierung, die nach Vorgaben der EnEV 2014 [5] erfolgte, wurden Preise zwischen 13,18 €/m für einen Außendurchmesser von 54 mm und 0,34 €/m für einen Außendurchmesser von 12 mm angenommen. Ebenso wurden die Kosten aller Systemmodule wie Heizgeräte, deren Zubehör und Energieanbindung (Solebohrung, Gas- und Stromanschluss), Speicher, Wohnungsstationen, elektrische Durchlauferwärmer und hydraulische Komponenten wie Heizkreispumpen berücksichtigt, deren Investitionskosten durch unterschiedliche Leistungsgrößen variierten. Für die Bohrungskosten der leistungsabhängigen Solebohrungen wurden 50 €/m bei einer Wärmeentzugsleistung von 70 W/m angenommen. Außerdem wurde eine Pauschale für Kleinteile angenommen, die sich auf 50% der Rohrpreise belief. Für die Arbeitslohn-Differenzkosten wurde angenommen, dass die Arbeiten von jeweils zwei Personen durchgeführt wurden, deren Arbeitslohn 60 €/Stunde betrug. Es wurde nur die Differenz der Arbeitsaufwände zwischen den Heizungssystemen bewertet, die aufgrund der unterschiedlichen Systemkomplexitäten hervorgerufen wird. So wurde das Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“ als System identifiziert, welches mit dem geringsten Arbeitsaufwand erstellt werden kann. Für alle weiteren Heizungssysteme wurden die Kosten der Mehraufwände entsprechend abgeschätzt und in der Tabelle 3 benannt. Die Wartungskosten im laufenden Betrieb wurden nicht berücksichtigt. Das Ergebnis dieser Analyse wird ebenfalls in Abbildung 12 im obersten Diagramm der Endenergiebedarfe dargestellt.

6 Simulationsergebnisse

Die hier untersuchten Heizungssysteme wurden, wie in Abschnitt 4.5 beschrieben, unter verschiedenen Randbedingungen simuliert. Da sich die Heizungssysteme trotz unterschiedlicher Simulationsrandbedingungen immer ähnlich verhielten, werden in den folgenden Abschnitten die Ergebnisse exemplarisch anhand einer Heizkreisauslegung von 40/30°C und einer Trinkwassersolltemperatur von 45°C in der Klimazone 5 beschrieben.

6.1 Ergebnisdiagramme

Die Simulationsergebnisse sind in vier Diagrammen der Abbildung 12 zusammengefasst. Hier werden die Endenergie- und Primärenergiebedarfe, die Energiekosten sowie die Energieverluste der untersuchten Heizungssysteme verglichen. Die Zuordnungen der Abkürzungen der Heizungssysteme, die auf der Abszisse aufgetragen sind, entsprechen denen aus Abschnitt 3. Als Primärenergie wird die Energie eines Energieträgers bezeichnet, die noch keiner Umwandlung unterzogen wurde. Die Endenergie ist die Energie, die nach der Gewinnung, Aufbereitung und Umwandlung eines Primärenergieträgers dem Endverbraucher zu Verfügung steht [17]. Somit stellt der Endenergiebedarf eines Systems die Energiemenge in kWh da, die der Betreiber eines Heizungssystems pro m² Wohnfläche innerhalb eines Jahres unter den gewählten Simulationsrandbedingungen von den Energieversorgern kostenpflichtig beziehen muss. Die Wärmeenergie, die eine Wärmepumpe aus der Umwelt nutzt und dem Heizungssystem zu Verfügung stellt, bleibt in dieser Darstellung unberücksichtigt. Des Weiteren sind in diesem Diagramm die Investitionskosten-Differenzen dargestellt, deren Ermittlung im Abschnitt 5 beschrieben wurde. Das Heizungssystem mit den geringsten Investitionskosten ist gekennzeichnet.

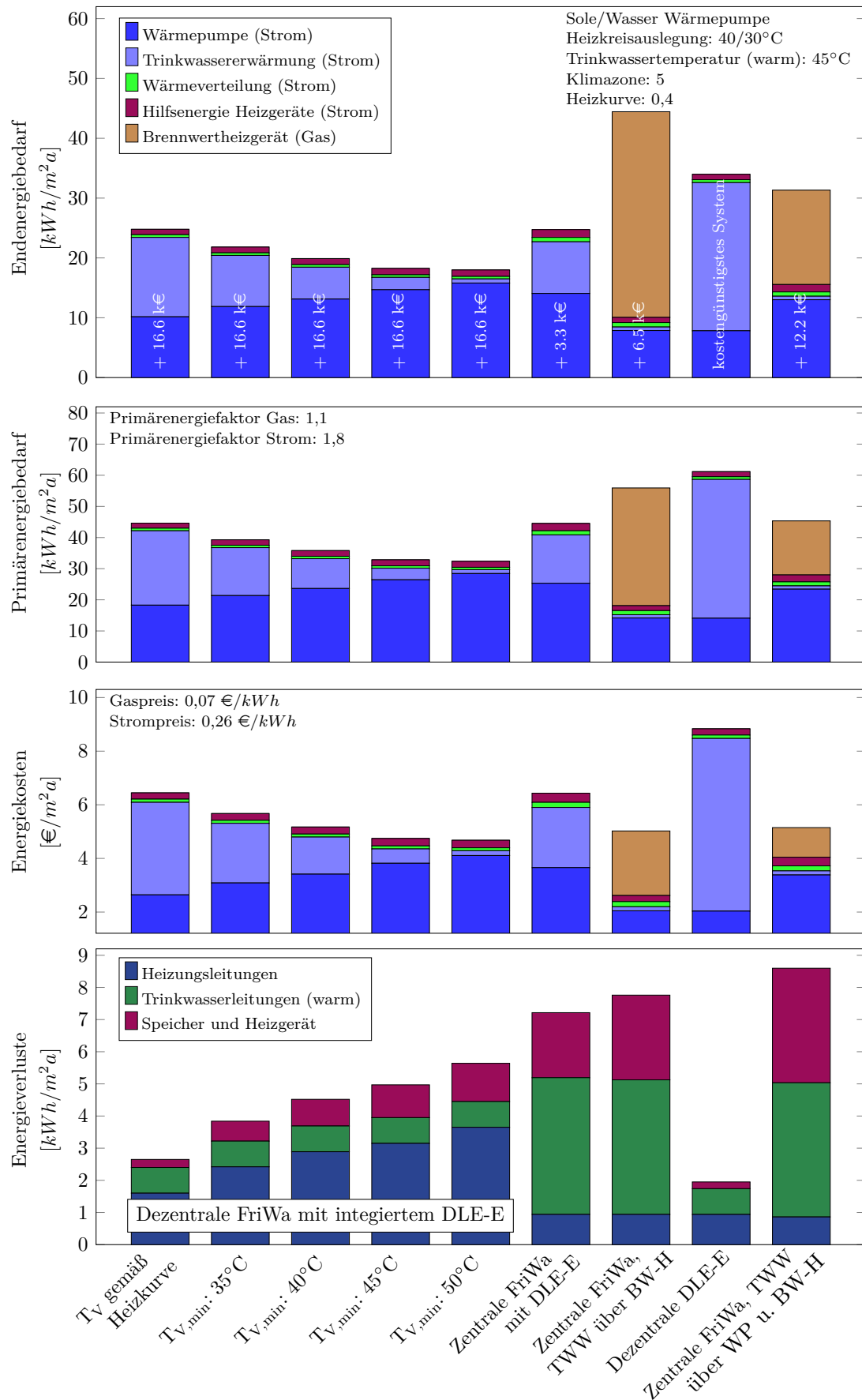


Abb. 12: Ergebnisse für den Fall: Wärmepumpe - Klimazone 5 - Heizkreisauslegung 40/30°C - Trinkwassersolltemperatur 45°C

Für die Ermittlung der Primärenergiebedarfe des zweiten Diagramms bietet die EnEV 2014 in Verbindung mit der DIN V 18599 Teil 1 Primärenergiefaktoren an, mit denen die Primärenergiebedarfe aus den Endenergiebedarfen abgeleitet werden können [19]. Im Fall des Energieträgers „Gas“ beträgt der Primärenergiefaktor 1,1, während dieser für die Energieform „Strom“ seit 2016 1,8 beträgt. Für die Berechnung der Energiekosten wurden die Energiebedarfe mit den Preisen des Energieträgers beziehungsweise der Energieform multipliziert. Für Erdgas wurde hier ein Preis von 0,07 €/kWh angenommen. Aufgrund der Vielzahl existierender, regional unterschiedlicher Wärmepumpentarife für Strom, die sich zudem häufig ändern, war es schwierig, einen repräsentativen Wärmepumpentarif zu ermitteln. Aus diesem Grund wurde hier ein Haushaltsstrompreis von 0,26 €/kWh ohne spezielle Vergünstigungen für Wärmepumpen angenommen. Der Einfluss des Strompreises auf die Amortisationsdauer der Systeme wird im Abschnitt 6.7 untersucht.

Die in dem vierten Diagramm dargestellten Energieverluste beziehen sich auf die Wärmeverluste der Heizungssysteme und sind in kWh/(m² a) angegeben. Sie sind bereits in den Darstellungen der Energiebedarfe enthalten. Ihre Visualisierung ist allerdings hilfreich für die Erklärung der Simulationsergebnisse.

6.2 Simulationsergebnis „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“

Da bei dem System „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ die Trinkwassererwärmung dezentral erfolgt und somit die Rohrleitungslängen zwischen den Wohnungsstationen und den Zapfstellen kurz sind, wurde für die Simulationen angenommen, dass der Wasserinhalt dieser Rohre in jeder Wohnung weniger als drei Liter beträgt. Somit kann das Wasser gemäß DIN EN 1988-200 direkt auf die gewünschte Auslauftemperatur von 45°C erwärmt werden [18]. Die Höhe des Anteils der Erwärmung des Trinkwassers über die Plattenwärmeübertrager, der einen Einfluss auf die Heizkosten hat, ist maßgeblich von der Vorlauftemperatur des Heizkreises abhängig. Um den genauen Einfluss der Vorlauftemperatur zu ermitteln, wurde bei einigen Simulationen dieses Systems eine Mindesttemperaturbegrenzung der Vorlauftemperatur vorgenommen, auch wenn die geforderte Heizkreissolltemperatur gemäß der Heizkurve tiefer lag. Allerdings ist umstritten, ob eine derartige Mindesttemperaturbegrenzung, ungeachtet dessen, ob diese energetisch sinnvoll ist, durch die EnEV nicht ausgeschlossen werden muss, da diese eine witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung vorschreibt, die durch die Mindesttemperaturbegrenzung teilweise außer Kraft gesetzt wird. Die Diagramme zeigen, dass bei steigender Mindesttemperaturbegrenzung trotz steigender Energieverluste die End- und Primärenergiebedarfe abnehmen. Dementsprechend sinken auch die Energiekosten. Der Grund hierfür liegt in der Verlagerung der direkten Erwärmung des Trinkwassers über einen elektrischen Heizstab hin zu einer Erwärmung über die Wärmepumpe, die hierfür Energie aus der Umwelt nutzt. Hierbei wird mehr Energie der Umwelt entnommen und dem Heizungssystem zur Verfügung gestellt als über die Rohrleitungen wieder verloren geht.

Im Vergleich mit den anderen Systemen hat dieses System mit einer Mindesttemperaturbegrenzung von 50°C die geringsten Energiebedarfe bzw. -kosten. Es kann also sehr effizient betrieben werden, wenn die Vorlauftemperaturen höher sind als die Trinkwassersolltemperaturen. Allerdings sind die Investitionsdifferenzkosten aufgrund der Wohnungsstationen, die in jeder Wohnung installiert werden müssen, gegenüber den anderen hier betrachteten Systemen am höchsten.

6.3 Simulationsergebnis „Zentrale FriWa, FriWa mit DLE-E“

Im Heizungssystem „Zentrale FriWa, FriWa mit DLE-E“ sind die Wärmeverluste des Heizkreises geringer als bei dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“. Grund hierfür sind die geringeren Rohrlungsdurchmesser aufgrund der geringeren Volumenströme, die in diesem Fall ausschließlich die Heizkörper zu versorgen haben. Zudem wurde der Heizkreis dieses Heizungssystems immer mit der Sollvorlauftemperatur der Heizkurve ohne Mindesttemperaturbegrenzung beaufschlagt. Dafür sind die Wärmeverluste im Bereich der Speicher und des Heizgerätes im Vergleich zu dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ höher, da hier ein zusätzlicher Pufferspeicher benötigt wird. Die Wärmeverluste der Warmwasserleitungen sind ebenfalls deutlich höher, da das aus Legionellenschutzgründen auf 60°C erwärmte Trinkwasser über zusätzliche Rohre in die einzelnen Wohnungen geleitet wird, die in dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ nicht vorhanden sind. Durch die konstruktionsbedingte Begrenzung der maximalen Vorlauftemperatur der Wärmepumpe auf 60°C ist die zentrale Frischwasserstation nicht mehr in der Lage, die geforderte Trinkwassertemperatur von ebenfalls 60°C zu erzeugen, da ein Plattenwärmeübertrager hierfür eine Temperaturdifferenz und somit höhere Speichertemperaturen benötigt. Er dient also analog zum Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ der Abbildung 2 lediglich zur Vorerwärmung des Trinkwassers. Je geringer der Zapfvolumenstrom ist, desto höher ist die Vorerwärmung über den Plattenwärmeübertrager, da das Verhältnis der wärmeübertragenden

Oberfläche zu dem gezapften Volumenstrom größer und somit das Trinkwasser wärmer wird. Der nachgeschaltete elektrische Heizstab erhitzt das Wasser anschließend auf die Zieltemperatur von 60°C. Der Endenergiebedarf der Trinkwassererwärmung über einen elektrischen Heizstab ist trotz einer höheren Trinkwasser-Solltemperatur bei diesem Heizungssystem geringer als bei dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ im Fall „TV gemäß Heizkurve“, weil das Trinkwasser aufgrund der höheren Pufferspeichertemperatur auch höher vorgewärmt werden kann. Allerdings liegt der gesamte Endenergiebedarf dieses Systems in dem Bereich des Heizungssystems „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ für den Fall „TV gemäß Heizkurve“, da hier im Vergleich der Endenergiebedarf der Wärmepumpe größer ist. Der Primärenergiebedarf und die Energiekosten dieser beiden Systemvarianten liegen auf dem gleichen Niveau.

Im Vergleich mit dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ für den Fall „TV min: 50°C“ hat dieses System höhere Energiebedarfe und -kosten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass für die Nacherwärmung des Trinkwassers mehr elektrische Energie über den Heizstab benötigt wird und somit weniger Wärmeenergie aus der Umwelt genutzt werden kann. Zudem sind die Energieverluste höher. Die Investitionskostendifferenzen dieses Heizungssystems sind im Vergleich dieser beiden Systeme aufgrund der Modulpreise deutlicher geringer.

6.4 Simulationsergebnis „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“

Die gesamten Energieverluste des Heizungssystems „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ sind geringfügig höher als die Energieverluste des Heizungssystems „Zentrale FriWa, FriWa mit DLE-E“, da das Gas-Brennwertheizgerät den Pufferspeicher auf höhere Temperaturen erwärmt als es mit der hier verwendeten Wärmepumpe möglich wäre. Die Endenergiebedarfe sind höher als bei allen anderen betrachteten Systemen. Dies liegt einerseits daran, dass für die Trinkwassererwärmung keine Wärmeenergie aus der Umwelt genutzt wird. Andererseits wird das Gas-Brennwertheizgerät in Temperaturbereichen betrieben, in denen es einen niedrigeren Wirkungsgrad hat.

Die Differenz der Primärenergiebedarfe dieses Systems zu den Systemen, die über die Wärmepumpe die Trinkwassererwärmung unterstützen, wird, verglichen mit den Endenergiebedarfsdifferenzen, nun wieder geringer, weil Gas einen geringeren Primärenergiefaktor als Strom besitzt. Obwohl dieses System die höchsten Endenergiebedarfe hat, sind die Energiekosten sehr gering, da der größte Teil der Endenergiebedarfe über Gas abgedeckt wird, welches deutlich preiswerter ist als Strom. Diese liegen in dem Bereich der Energiekosten des Heizungssystems „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ für die Fälle „TV,min: 45°C und 50°C“ und gehören somit zu den niedrigsten Energiekosten dieses Vergleichs. Die Investitionskostendifferenzen liegen hier in einem mittleren Bereich. Der Grund hierfür sind die zusätzlich notwendigen Investitionen für ein Gas-Brennwertheizgerät, welches zusätzlich ein Luft-Abgassystem sowie einen Gasanschluss benötigt. Allerdings sind diese Module in der Summe nicht so kostenintensiv wie dezentrale Wohnungsstationen, die zusätzlich noch eine leistungsstärkere Wärmepumpe benötigen, welche aufgrund der leistungsabhängigen Kosten für die Solebohrung entsprechend teurer ausfällt.

6.5 Simulationsergebnis „Dezentrale DLE-E“

Das Heizungssystem „Dezentrale DLE-E“ hat erwartungsgemäß die geringsten Energieverluste, da das gesamte beheizte Rohrleitungssystem inklusive des Pufferspeichers die geringsten Wärmeübertragungsflächen aufweist und es lediglich mit den geringen Vorlaufsolltemperaturen beaufschlagt wird, die aus der Heizkurve resultieren. Die Endenergiebedarfe sind höher als bei den Heizungssystemen mit wärmepumpenunterstützter Trinkwassererwärmung, da Wärmeenergie aus der Umwelt nicht genutzt wird. Im Vergleich zum Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ sind die Endenergiebedarfe kleiner aufgrund der bereits erwähnten niedrigeren Wärmeverluste. Da in diesem Heizungssystem das Trinkwasser ausschließlich elektrisch erwärmt wird, sind die Primärenergiebedarfe am höchsten. Gleichfalls sind die Energiekosten im Vergleich zu allen anderen Heizungssystemen am höchsten, da die Trinkwassererwärmung ohne Zuhilfenahme von Wärmeenergie aus der Umwelt ausschließlich über elektrische Energie durchgeführt wird.

Die Systemkosten hingegen sind aus den nachfolgend genannten Gründen am geringsten. Die Gebäudebeheizung erfolgt ausschließlich über die Wärmepumpe. Somit kann die Größe des Pufferspeichers sowie die Leistung der Wärmepumpe kleiner gewählt werden. Aus diesem Grund wird auch die Solebohrung preisgünstiger.

Das Rohrleitungssystem des Heizkreises hat im Vergleich zum Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ kleinere Durchmesser, was sich positiv auf die Rohr- und Isolierungspreise auswirkt. Zudem sind elektrische Durchlauferwärmer kostengünstiger als Wohnungsstationen. Für die Heizungssysteme mit zentraler Trinkwassererwärmung werden zusätzliche Rohre nebst Isolierungen und Pufferspeicher benötigt.

6.6 Simulationsergebnis „Zentrale FriWa, TWW über WP und BW-H“

Die Wärmeverluste des Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über WP und BW-H“ sind im Vergleich zu allen anderen Heizungssystemen am höchsten, da hier die größten Speichervolumina verwendet werden und die Trinkwassertemperatur aufgrund des Legionellenschutzes entsprechend hoch sein muss. Dennoch ist der Endenergiebedarf dieses Heizungssystems deutlich geringer als bei dem ähnlich aufgebauten Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“, da hier über die Wärmepumpe zusätzlich Energie aus der Umwelt für die Trinkwassererwärmung verwendet wird. Jedoch ist der Endenergiebedarf höher, als bei den Heizungssystemen „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ und „Zentrale FriWa, FriWa mit DLE-E“. Dies liegt zum einen an den höheren Energieverlusten des Heizungssystems und zum anderen an dem ineffizienteren Betrieb eines Gas-Brennwertheizgerätes gegenüber einer Wärmepumpe.

Die Investitionskosten sind deutlich höher als bei dem vergleichbaren Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“, da in diesem Fall eine höhere Wärmepumpenleistung mit entsprechender Solebohrung erforderlich ist. Außerdem ist der Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung größer und somit teurer. Trotzdem sind die Investitionen geringer als bei dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“, da hier ebenfalls eine Wärmepumpe mit höherer Leistung eingesetzt werden muss und die Wohnungsstationen in der Summe teurer sind als das zusätzlich benötigte Gas-Brennwertheizgerät mit Pufferspeicher des Heizungssystems „Zentrale FriWa, TWW über WP und BW-H“.

Obwohl das Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ einen sehr viel höheren Endenergiebedarf hat als das Heizungssystem „Zentrale FriWa, TWW über WP und BW-H“, liegen die Energiekosten beider Systeme auf dem gleichen niedrigen Niveau wie bei dem Heizungssystem „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ für den Fall einer Mindesttemperaturbegrenzung der Vorlauftemperatur von 50°C. Der Grund hierfür ist die Verwendung von Gas, welches deutlich preiswerter ist, als Strom.

6.7 Vergleich der Energiekosten und Amortisationsdauer

Der in der Abbildung 12 dargestellte Vergleich der Systeme bezüglich ihrer Energiekosten wurde mit der Annahme eines Strompreises von 0,26 €/kWh und eines Gaspreises von 0,07 €/kWh durchgeführt. Es gibt allerdings bereits Energieanbieter, die für die hier berechneten Jahres-Endenergiebedarfe Strompreise von 0,18 bis 0,20 €/kWh für Wärmepumpen anbieten [20]. Da sich hierdurch die Energiekosten reduzieren und somit die Amortisationsdauer der einzelnen Systeme untereinander ändern, hat dies einen Einfluss auf die Systemauswahl für ein konkretes Objekt. Als Amortisationsdauer wird hier die Dauer bezeichnet, ab der die höheren Investitionen eines Heizungssystems über die geringeren Energiekosten gedeckt werden. Im Sinne einer Sensitivitätsanalyse ist in Abbildung 13 die Energiekostenänderung der Systeme in Abhängigkeit des Strompreises dargestellt.

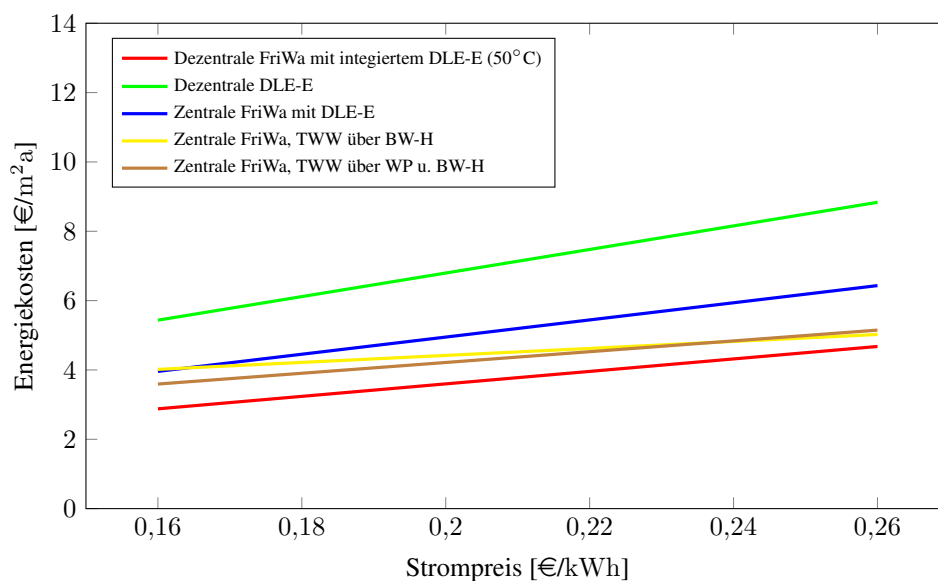


Abb. 13: Energiekostenänderung der Heizungssysteme in Abhängigkeit des Strompreises

Der Gaspreis wird nicht verändert, da die Preisdifferenzen bei den Gas-Tarifen deutlich geringer sind als bei den Strom-Tarifen und somit ihr Einfluss vernachlässigt werden kann. In den folgenden Berechnungen der Amortisationsdauern werden ebenfalls die Investitionskostendifferenzen nicht variiert, da hier lediglich der Einfluss von Strompreisänderungen untersucht werden soll. Allerdings lassen sich derartige Sensitivitätsanalysen bei sich ändernden Marktverhältnissen mit dieser Methode jederzeit auf andere Preisentwicklungen übertragen.

Da es sich bei den einzelnen Varianten des Heizungssystems „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ nur um unterschiedliche Systemreglereinstellungen handelt, wird hier lediglich die effizienteste Variante mit einer Mindesttemperaturbegrenzung der Vorlauftemperatur von 50°C dargestellt. Allgemein werden die Energiekostendifferenzen zwischen den einzelnen Systemen bei fallenden Strompreisen geringer. Die Differenzen zwischen den Energiekosten der Heizungssysteme mit einer zentralen Frischwasserstation werden ab einem Strompreis von 0,18 €/kWh sehr gering. Somit gewinnen bei diesen Systemen die Investitionskosten zunehmend an Bedeutung. Da in dieser Darstellung ein konstanter Gaspreis angenommen wurde, ist der Energiekostenverlauf bei den Heizungssystemen, die ein Gas-Brennwertheizgerät beinhalten, flacher.

Für eine Systementscheidung sind die Amortisationsdauern von entscheidender Bedeutung. In der Abbildung 14 ist der Amortisationsdauerverlauf in Abhängigkeit vom Strompreis bezogen auf das kostengünstigste System „Dezentrale DLE-E“ dargestellt.

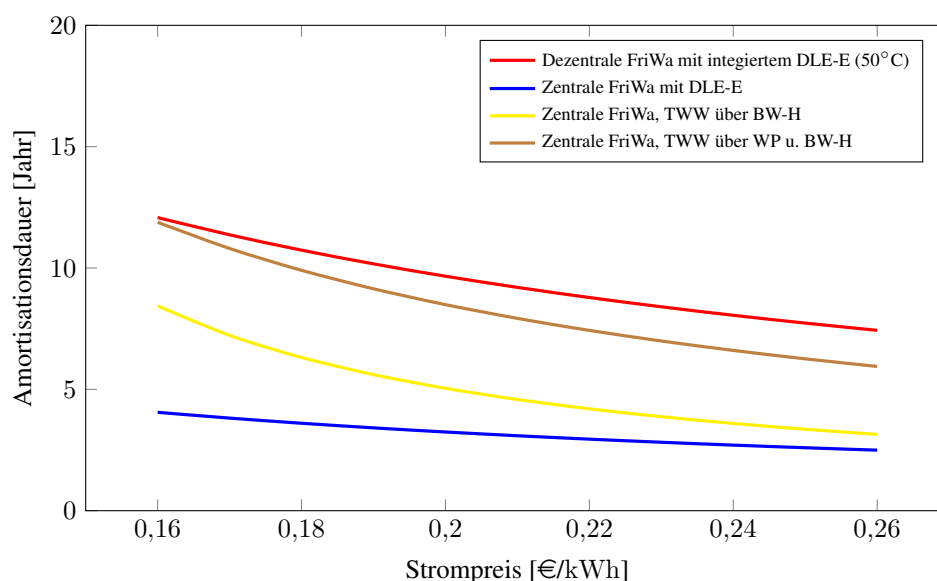


Abb. 14: Amortisationsdauer der unterschiedlichen Heizungssysteme im Vergleich zum Heizungssystem „Dezentrale DLE-E“

Obwohl die Energiekosten des Heizungssystems „Dezentrale FriWa mit integriertem DLE-E“ deutlich geringer sind als die Energiekosten des Heizungssystems „Dezentrale DLE-E“, beträgt die Amortisationsdauer bei einem Strompreis von 0,26 €/kWh 7,4 Jahre und steigt bei fallenden Strompreisen deutlich an. Anders hingegen sieht es bei dem Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“ aus. Hier beträgt die Amortisationsdauer bei einem Strompreis von 0,26 €/kWh 2,5 Jahre, wobei diese bei einem Strompreis von 0,16 €/kWh lediglich auf 4,1 Jahre ansteigt. Bei Heizungssystemen mit zusätzlichem Gas-Brennwertheizgerät steigen bei fallenden Strompreisen die Amortisationsdauern aufgrund der zu tätigen Investitionen ebenfalls stark an.

Ist es aufgrund gesetzlicher Vorgaben nicht möglich, das kostengünstige Heizungssystem „Dezentrale DLE-E“ zu installieren, oder finden die hohen Energiekosten dieses Systems keine Akzeptanz, so ist es naheliegend, das nächst kostengünstigste Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“ zu betrachten. Hierzu werden, entsprechend der Abbildung 14, in der Abbildung 15 die Amortisationsdauerverläufe in Abhängigkeit vom Strompreis bezogen auf dieses Heizungssystem dargestellt.

Bei einem Strompreis von 0,26 €/kWh liegt nur die Amortisationsdauer des Heizungssystems „Zentrale FriWa, TWW über BW-H“ unter 5 Jahren. Die anderen Heizungssysteme haben bei diesem Strompreis bereits Amortisationsdauern von deutlich über 10 Jahren. Fällt der Strompreis unter 0,18 €/kWh, so liegen die Amortisationsdauern aller Heizungssysteme über 20 Jahre.

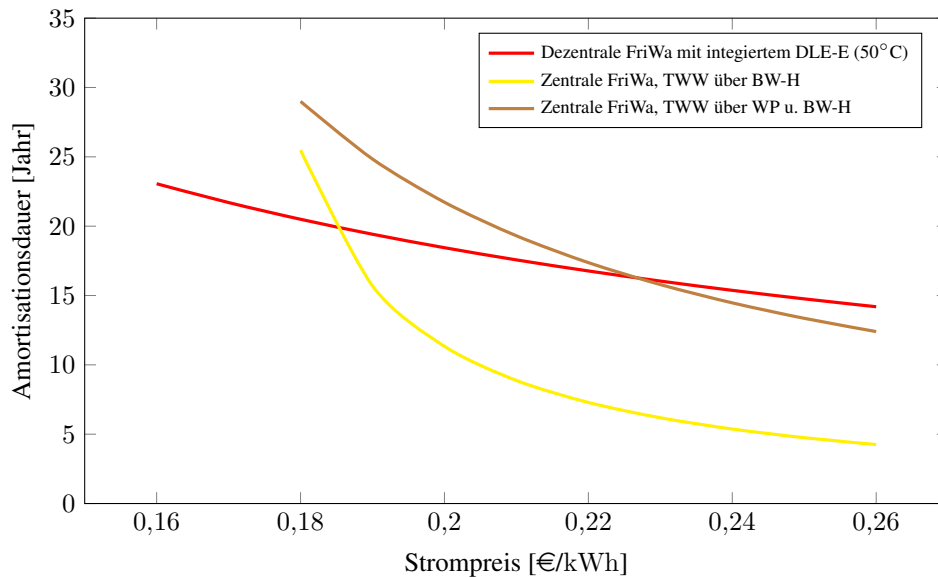


Abb. 15: Amortisationsdauern der unterschiedlichen Heizungssysteme im Vergleich zum Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“

Das Heizungssystem „Zentrale FriWa mit DLE-E“ ist also für das beschriebene Gebäude ein guter Kompromiss zwischen den Investitions- und den jährlich zu erwartenden Energiekosten. Wird für dieses System eine Wärmepumpe verwendet, die bei höheren maximalen Vorlauftemperaturen als 60°C betrieben werden kann, so ist es möglich, die Energiekosten weiter zu senken. Simulationen hierzu haben ergeben, dass bei einer maximalen Vorlauftemperatur von 66°C der Endenergiebedarf und somit auch die Energiekosten dieses Heizungssystems um 10,3 % verringert werden können.

7 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Bericht wurden unterschiedliche Heizungssysteme mit Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern über Jahressimulationen bezüglich ihrer Energiebedarfe und -kosten sowie Investitionen verglichen. Die Simulationen wurden unter verschiedenen Systemparametereinstellungen und klimatischen Bedingungen durchgeführt. Die Ergebnisse aller Simulationen wurden exemplarisch anhand der Ergebnisse einer bestimmten Systemparametereinstellung erläutert.

Die betrachteten Heizungssysteme weisen teilweise deutliche Unterschiede in den Investitions- und Energiekosten sowie in den Energiebedarfen auf. Es stellt sich heraus, dass ein Heizungssystem mit hohen Energiebedarfen aufgrund der verwendeten Energieträger nicht zwingend auch die höchsten Energiekosten haben muss. Die Berechnungen der Amortisationsdauern zeigen, dass ein effizientes Heizungssystem nicht unbedingt das wirtschaftlich sinnvollste System sein muss. Da sich die Strompreisänderungen auf die Amortisationsdauern der Investitionen unterschiedlich auswirken, muss es das Ziel sein, mögliche zukünftige Energiepreisänderungen bei der Wahl eines Heizungssystems zu berücksichtigen, welches mit der hier vorgestellten Methodik erreicht werden kann. Es konnte unter den vorgegebenen Randbedingungen für das hier definierte Gebäude ein Heizungssystem identifiziert werden, welches einen guten Kompromiss zwischen den Investitions- und Energiekosten darstellt. Die Verwendung der hier vorgeschlagenen Methodik kann damit zu der bereits eingangs erwähnten Zielsetzung der Reduzierung des Verbrauchs fossiler Brennstoffe beitragen. Angesichts der Tatsache, dass in Deutschland fast ein Drittel des gesamten Energieverbrauchs auf Trinkwassererwärmung und Gebäudeheizung entfallen (2015: 32%, [1]), besteht hier ein hohes Einsparpotential. Abschließend sei bemerkt, dass die hier vorgestellten Ergebnisse der Untersuchungen sich lediglich auf die beschriebenen Simulationsrandbedingungen beziehen. Es ist allerdings mit dieser Methodik ohne weiteres möglich, derartige Untersuchungen auf andere Gebäude mit andersartigen Umgebungsbedingungen zu übertragen.

Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie 2017. Energiedaten: Gesamtausgabe - Stand: Oktober 2017. in: BMWi. unter: http://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Downloads/Energiedaten/energiedaten-gesamt-pdf-grafiken.pdf?__blob=publicationFile&v=28 (abgerufen am 28.01.2018).
- [2] Reh, A. 2006. Thermische Simulation des Mehrzweckgebäudes „Artur Woll-Haus“ der Universität Siegen. Diplomarbeit, Universität Siegen.
- [3] Platt M., S. Exner und R. Bracke 2010. Analyse des deutschen Wärmepumpenmarktes - Bestandsaufnahme und Trends. in: Geothermie-Zentrum Bochum. unter: http://www.geothermie-zentrum.de/fileadmin/media/geothermiezentrum/Projekte/WP-Studie/Abschlussbericht_WP-Marktstudie_Mar2010.pdf (abgerufen am 20.02.2016).
- [4] DIN 4108 Teil 6 Juni 2003. Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [5] Tuschinski M. 2014. EnEV 2014 - Anlage 1 - Anforderungen an Wohngebäude. in: EnEV-online. unter: http://www.enev-online.com/enev_2014_volltext/enev_2014_anlage_01_anforderungen_wohngebäude.pdf (abgerufen am 02.03.2015).
- [6] Lüdemann, B. 2001. Auslegung, Energiebedarf und Komfort von Anlagen zur Heizung und Warmwasserbereitung im Niedrigenergiehaus bei Berücksichtigung des Nutzerverhaltens. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [7] Becker, R. 2006. Optimierung thermischer Systeme in dezentralen Energieversorgungsanlagen. Dissertation, Universität Dortmund.
- [8] Luka J. und C. Bohn 2017. Knoten-Verfahren zur Rohrnetzberechnung im geschlossenen Heizungssystem. HLH Lüftung/Klima, Heizung/Sanitär, Gebäudetechnik. 05/2017: 27-32.
- [9] Dahmen, W. und Reusken, A. 2006. Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Berlin: Springer.
- [10] Vaillant 2014. Preisliste Gesamtprogramm 04/14. Vaillant Deutschland GmbH & Co.KG.
- [11] VDI 4655 Mai 2008. VDI-Richtlinien: Referenzlastprofile von Ein- und Mehrfamilienhäusern für den Einsatz von KWK-Anlagen. VDI-Gesellschaft Energietechnik.
- [12] DIN EN 12831 Beiblatt 1 Juli 2008. Heizsysteme in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast - Nationaler Anhang NA. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [13] Luka J. und C. Bohn 2016. Effizienzbeurteilung von Heizungssystemen. HLH Lüftung/Klima, Heizung/Sanitär, Gebäudetechnik. 12/2016: 23-26.
- [14] DIN EN 13203 Teil 2 November 2006. Gasbeheizte Geräte für die sanitäre Warmwasserbereitung für den Hausgebrauch - Teil 2: Bewertung des Energieverbrauchs. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [15] DIN 4708 Teil 2 April 1994. Zentrale Wassererwärmungsanlagen - Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [16] VDI 2067 Blatt 12 Juni 2000. VDI-Richtlinien: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Nutzenergiebedarf für die Trinkwassererwärmung. VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung.
- [17] Recknagel, H. et al. 2007. Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik. 73. Auflage. Oldenbourg Industrie-verlag München.
- [18] DIN 1988-200 Mai 2012. Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen - Teil 200: Installation Typ A (geschlossenes System) - Planung, Bauteile, Apparate, Werkstoffe- Technische Regel des DVGW. Deutsches Institut für Normung e.V.

- [19] DIN V 18599 Teil 1 Dezember 2011. Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger. Deutsches Institut für Normung e.V.
- [20] Heizstromvergleich. in: verivox. unter: <https://www.verivox.de/heizstrom/vergleich/?rt=true&st=true&bo=true#?plz=58453&q=WzMsMTMsMCwxLDAsMCwwLDEsMjAsMSwxLDUxMDc3MCwiNjY0NzMlLDEsMTIsMTIsOTYwMCwwLDAsMTIsMSw2LC0xLDEsMCwwLCJU3RhbnENvc3RzIiwjQXNjZW5kaW5nIl0%3D> (abgerufen am 24.04.2018).
- [21] VDI 2055 Blatt 1 September 2008. VDI-Richtlinien: Wärme- und Kälteschutz von betriebstechnischen Anlagen in der Industrie und in der Technischen Gebäudeausrüstung. VDI-Gesellschaft Energietechnik.
- [22] Courant, K. Friedrichs und H. Lewy. 1928. Über die partiellen Differenzengleichungen der mathematischen Physik. Mathematische Annalen Bd. 100: 32-74.
- [23] Unbehauen, H. 2008. Regelungstechnik 1: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme. 15. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner.
- [24] Bohn, C. und H. Unbehauen 2016. Identifikation dynamischer Systeme: Methoden zur experimentellen Modellbildung aus Messdaten. Wiesbaden: Springer Vieweg.